

I. DRĂGHICI  
A. JULA  
E. CHIȘU  
C-TIN RĂDULESCU  
P. ALEXANDRU  
GH. APETREI  
I. TĂNĂSESCU  
I. ACHIRILOAIE  
GH. MOLDOVEAN  
M. CIOBOTĂ  
I. CISMARU



# **ORGANE DE MAȘINI**

## **PROBLEME**

---

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ  
BUCUREȘTI -- 1980



MINISTERUL EDUCAȚIEI  
ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI

Prof. dr. ing. IOAN DRĂGHICI-coordonator

Conf. dr. ing. AUREL JULĂ

Șef lucr. dr. ing. EMIL CHIȘU

Conf. dr. ing. C-TIN RĂDULESCU

Conf. dr. ing. PETRE ALEXANDRU

Șef. lucr. dr. ing. GHEORGHE APETREI

Șef lucr. ing. IOAN TĂNĂSESCU

Șef lucr. ing. IOAN ACHIRILOAIE

Asist. ing. GHEORGHE MOLDOVEAN

Șef lucr. ing. MIHAI CIOBOTĂ

Asist. ing. IVAN CISMARU

---

# ORGANE DE MAȘINI PROBLEME

---



EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ  
BUCUREȘTI — 1980

**Referent științific: prof. dr. doc. ing. DAN PAVELESCU**

**Redactor: ing. IRINA TRIF**  
**Tehnoredactor: TITEL BĂLĂIȚĂ**  
**Grafician: NICOLAE SÎRBU**



## PREFAȚA

Documentele Congresului al XII-lea al Partidului Comunist Român au subliniat necesitatea imperioasă ca țara noastră să aibă o economie modernă, de înalt nivel tehnic, de mare productivitate și eficiență, industria construcțiilor de mașini trebuind să realizeze produse cu caracteristici tehnice și calitative competitive pe plan mondial.

Traducerea în viață a acestor importante sarcini necesită îmbunătățirea substanțială a activității de proiectare, în vederea creării de noi tipuri de mașini și utilaje de mare productivitate și ridicării caracteristicilor tehnice și economice ale acestora.

Pentru ca o mașină să funcționeze cu precizie, sigur și economic, este necesar ca elementele componente ale acesteia să fie proiectate și executate în mod corespunzător.

La proiectarea unei mașini — proces cu caracter de ansamblu — trebuie să se acorde o atenție deosebită nu numai fiecărui organ de mașină în parte, ci și interdependenței funcționale dintre organele componente ale mașinii.

Disciplina Organe de mașini — disciplină cu caracter teoretic și aplicativ — are sarcina de a contribui la formarea și dezvoltarea inginerului, ca proiectant de mașini și mecanisme. Calculul și proiectarea organelor de mașini necesită soluționarea optimă a problemei, ținând seama de complexitatea și multitudinea condițiilor — impuse organelor de mașini — adesea contradictorii. Trebuie luate în considerare — pe cât posibil — solicitările reale și condițiile de exploatare ale mașinii respective.

Prin prezenta culegere de probleme — elaborată de colectivul disciplinei Organe de mașini de la Universitatea din Brașov — s-a urmărit să se pună la dispoziția studenților un material auxiliar pentru a-i ajuta la însușirea temeinică a cunoștințelor predate la cursul de Organe de mașini și un îndrumar pentru rezolvarea diferitelor probleme reale întâlnite în practica de proiectare și exploatare a mașinilor și utilajelor. Cuprinzând — într-o formă ușor accesibilă — probleme tip rezolvate, de calcul și proiectare a organelor de mașini, culegerea de probleme direcționează studentul în rezolvarea și a altor asemenea probleme practice.

Prezenta culegere de probleme — destinată, în principal, studenților de la facultățile cu profil mecanic — cuprinzând probleme rezolvate și nere-zolvate din domeniul organelor de mașini, cu destinație generală, este elaborată în conformitate cu programa analitică a cursului de Organe de mașini, aprobată de Ministerul Educației și Învățământului, avînd unele modificări și completări, impuse de dezvoltarea tehnicii mondiale.

Culegerea de probleme — element indispensabil al modernizării procesului de învățămînt — va permite studenților un intens studiu individual și rezolvarea unui număr mare de probleme, culegerea cuprinzînd toate datele necesare.

*Pentru a ușura activitatea la seminarii și pentru a veni în sprijinul celor care au de rezolvat probleme de calcul și proiectare a diferitelor organe de mașini, se prezintă — la fiecare capitol, într-o formă succintă, principalele elemente de calcul și proiectare ale acestora.*

*Deoarece nu toate elementele unui anumit organ de mașină pot fi cuprinse într-un calcul precis, în tabelele de calcul — la fiecare capitol — sînt prezentate și recomandările constructive, necesare pentru proiectarea completă a organului respectiv de mașină.*

*Problemele rezolvate — urmînd metodică de calcul anterior recomandată — constituie un îndreptar prețios în abordarea unor probleme practice și în formarea unor deprinderi de proiectare. Problemele nerezolvate lărgesc considerabil gama de cuprindere a unor cazuri din practica de proiectare a organelor de mașini, putînd fi folosite și ca teme de control în desfășurarea seminariilor de organe de mașini.*

*Problemele prezentate — rezolvate și nerezolvate — cuprind o gamă largă de aspecte de proiectare a diferitelor organe de mașini, gradul de complexitate al problemelor — din acest motiv — fiind mult diferențiat.*

*Prezenta culegere de probleme reprezintă o dezvoltare a culegerii de probleme apărută la Editura tehnică, în 1975, ca urmare a faptului că se adresează, în special, studenților de la cursurile de ingineri, de la facultățile cu profil mecanic. În afară de un grad mai mare de dificultate, culegerea de față conține și un număr mult mai mare de probleme, cuprinzînd majoritatea organelor de mașini întîlnite în practica de proiectare, din diferitele ramuri economice. S-a îmbogățit, de asemenea, paleta anexelor cuprinzînd tabelele cu date constructive pentru organele de mașini nestandardizate, dar întîlnite în practica de proiectare.*

*Această culegere este de un real folos și specialiștilor și proiectanților din industria constructoare de mașini, problemele fiind tratate ca niște cazuri reale, din practica de proiectare. Este deosebit de utilă proiectanților deoarece — bazată pe consultarea unei bogate bibliografii și a experienței colectivului de autori — culegerea de probleme folosește cele mai recente și actuale metode de calcul și proiectare a organelor de mașini.*

*Ținem să mulțumim călduros tovarășului prof. dr. doc. șt. ing. Dan Pavelescu, șeful catedrei de Organe de mașini de la Institutul politehnic București, pentru observațiile competente și deosebit de utile, care au condus la îmbunătățirea actualei forme a lucrării.*

*Desigur, culegerea de probleme nu este exhaustivă, în acest sens orice sugestie de îmbunătățire sau de completare fiind binevenită și pentru care ținem să mulțumim anticipat.*

Prof. dr. ing. IOAN DRĂGHICI

# CUPRINS

<i>Prefață</i> . . . . .	3
<b>1. Îmbinări nituite</b> (Conf. dr. ing. Aurel Jula, prof. dr. ing. Ioan Drăghici și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . . . . .	9
Notății folosite . . . . .	9
Relațiile și metoda de calcul . . . . .	10
Probleme rezolvate (1—6) . . . . .	12
Probleme nerezolvate (7—13) . . . . .	18
<b>2. Îmbinări sudate</b> (Conf. dr. ing. Aurel Jula, conf. dr. ing. Constantin D. Rădulescu) . . . . .	20
Notății folosite . . . . .	20
Principii și relații de calcul . . . . .	21
Probleme rezolvate (14—31) . . . . .	21
Probleme nerezolvate (32—45) . . . . .	41
<b>3. Îmbinări prin lipire și încăiere</b> (Conf. dr. ing. Aurel Jula și șef lucr. ing. Ioan Tănăsescu) . . . . .	44
Notății folosite . . . . .	44
Elemente de calcul . . . . .	44
Probleme rezolvate (46—49) . . . . .	44
Probleme nerezolvate (50—53) . . . . .	47
<b>4. Asamblări presate</b> (Conf. dr. ing. Aurel Jula, șef lucr. ing. Ioan Achiriloaie și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . . . . .	48
Notății folosite . . . . .	48
Relațiile și metoda de calcul . . . . .	49
Probleme rezolvate (54) . . . . .	52
Probleme nerezolvate (55—66) . . . . .	54
<b>5. Asamblări prin șuruburi</b> (Prof. dr. ing. Ioan Drăghici, șef lucr. ing. Ioan Tănăsescu, șef lucr. ing. Ioan Achiriloaie) . . . . .	57
Notății folosite . . . . .	57
Relațiile și metoda de calcul . . . . .	58
Probleme rezolvate (67—80) . . . . .	65
Probleme nerezolvate (81—98) . . . . .	80
<b>6. Asamblări prin pene și știfturi</b> (Conf. dr. ing. Aurel Jula, conf. dr. ing. Petre Alexandru și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . . . . .	85
Notății folosite . . . . .	85
Relațiile și metoda de calcul . . . . .	86
Probleme rezolvate (99—109) . . . . .	91
Probleme nerezolvate (110—123) . . . . .	99
<b>7. Asamblări prin caneluri</b> (Prof. dr. ing. Ioan Drăghici, Conf. dr. ing. Aurel Jula și asist. ing. Ivan Cismaru) . . . . .	103
Notății folosite . . . . .	103
Relațiile și metoda de calcul . . . . .	104
Probleme rezolvate (124—128) . . . . .	105
Probleme nerezolvate (129—134) . . . . .	109

8. <b>Asamblări prin stringere pe con</b> (Conf. dr. ing. Aurel Julia, conf. dr. ing. Petre Alexandru și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . . . . .	110
Notății folosite . . . . .	110
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	110
Probleme rezolvate (135—136) . . . . .	111
Probleme nerezolvate (137—139) . . . . .	112
9. <b>Asamblări cu brăară de stringere</b> (Conf. dr. ing. Aurel Julia și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . . . . .	113
Notății folosite . . . . .	113
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	113
Probleme rezolvate (140—141) . . . . .	113
Probleme nerezolvate (142—146) . . . . .	115
10. <b>Asamblări cu inele tronconice</b> (Conf. dr. ing. Aurel Julia, conf. dr. ing. Petre Alexandru și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . . . . .	117
Notății folosite . . . . .	117
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	118
Probleme rezolvate (147—149) . . . . .	119
Probleme nerezolvate (150—152) . . . . .	121
11. <b>Asamblări profilate</b> (Conf. dr. ing. Aurel Julia și conf. dr. ing. Petre Alexandru) . . . . .	122
Notății folosite . . . . .	122
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	122
Probleme rezolvate (153—155) . . . . .	122
Probleme nerezolvate (156—157) . . . . .	125
12. <b>Asamblări elastice-arcuri</b> (Prof. dr. ing. Ioan Drăghici, șef. lucr. dr. ing. Gheorghe Apetrei și asist. ing. Ivan Cismaru) . . . . .	126
Notății folosite . . . . .	126
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	127
Probleme rezolvate (158—169) . . . . .	134
Probleme nerezolvate (170—183) . . . . .	147
13. <b>Osii și arbori</b> (Conf. dr. ing. Constantin D. Rădulescu și șef lucr. ing. Ioan Achiriloale) . . . . .	152
Notății folosite . . . . .	152
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	153
Probleme rezolvate (184—188) . . . . .	156
Probleme nerezolvate (189—193) . . . . .	183
14. <b>Fusuri și pivoți</b> (Șef. lucr. dr. ing. Emil Chișu și asist. ing. Ivan Cismaru) . . . . .	185
Notății folosite . . . . .	185
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	185
Probleme rezolvate (194—199) . . . . .	189
Probleme nerezolvate (200—203) . . . . .	194
15. <b>Lagăre cu alunecare</b> (Prof. dr. ing. Ioan Drăghici, asist. ing. Ivan Cismaru și șef lucr. dr. ing. Emil Chișu) . . . . .	195
Notății folosite . . . . .	195
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	197
Probleme rezolvate (204—209) . . . . .	201
Probleme nerezolvate (210—214) . . . . .	207
6. <b>Rulmenți</b> (Șef. lucr. dr. ing. Emil Chișu și șef. lucr. dr. ing. Gheorghe Apetrei) . . . . .	209
Notății folosite . . . . .	209
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	210
Probleme rezolvate (215—244) . . . . .	212
Probleme nerezolvate (245—263) . . . . .	254

<b>17. Cuplaje</b> (Prof. dr. ing. Ioan Drăghici, șef lucr. dr. ing. Emil Chișu, șef. lucr. ing. Mihai Ciobotă, șef lucr. ing. Ioan Achiriloaie și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . .	257
Notatii folosite . . . . .	257
Relațiile, recomandările și metodică de calcul . . . . .	258
Probleme rezolvate (264—295) . . . . .	275
Probleme nerezolvate (296—315) . . . . .	311
<b>18. Transmisii prin curele</b> (Prof. dr. ing. Ioan Drăghici, șef. lucr. ing. Ioan Tănăsescu și șef lucr. ing. Ioan Achiriloaie) . . . . .	316
Notatii folosite . . . . .	316
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	317
Probleme rezolvate (316—320) . . . . .	317
Probleme nerezolvate (321—329) . . . . .	334
<b>19. Roți cu fricțiune. Variatoare</b> (Conf. dr. ing. Aurel Jula și conf. dr. ing. Petre Alexandru) . .	337
Notatii folosite . . . . .	337
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	339
Probleme rezolvate (330—341) . . . . .	354
Probleme nerezolvate (342—354) . . . . .	373
<b>20. Transmisii cu roți dințate</b> (Prof. dr. ing. Ioan Drăghici, șef lucr. dr. ing. Emil Chișu și șef lucr. ing. Mihai Ciobotă) . . . . .	375
Notatii folosite . . . . .	375
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	376
Probleme rezolvate (355—389) . . . . .	405
Probleme nerezolvate (390—412) . . . . .	442
<b>21. Transmisii prin lanț</b> (Conf. dr. ing. Aurel Jula și asist. ing. Gheorghe Moldovean) . .	446
Notatii folosite . . . . .	446
Relațiile și metodică de calcul . . . . .	447
Probleme rezolvate (413—414) . . . . .	447
Probleme nerezolvate (415—420) . . . . .	454
<b>Bibliografie</b> . . . . .	456
<b>Anexa I. Tabele și diagrame ajutătoare</b> . . . . .	459
<b>Anexa II. Materiale și rezistențe admisibile</b> . . . . .	525
<b>Anexa III. Răspunsurile la problemele nerezolvate</b> . . . . .	537



## IMBINĂRI NITUITE

Îmbinările prin nituri (nituite) fac parte din categoria asamblărilor nedemontabile, organul de asamblare fiind nitul. În prezent, ca urmare a dezvoltării sudurii și lipirii cu adezivi, domeniul de folosire a nituirii s-a restrins considerabil.

### NOTAȚII FOLOSITE

- *pentru nituirea de rezistență și rezistență-etanșare*
- $\bar{d}$  — diametrul tijei nitului;
- $\bar{d}_1$  — diametrul găurii de nit (diametrul de calcul);
- $s$  — grosimea celei mai subțiri table;
- $s_1$  — grosimea eclisei;
- $t$  — pasul de dispunere a niturilor;
- $\sigma_s, \sigma_{as}, \sigma'_s, \sigma'_{as}$  — efortul unitar efectiv și rezistența admisibilă la strivire pentru nit, respectiv pentru tablele îmbinate;
- $\sigma'_t, \sigma'_{at}$  — efortul unitar efectiv și, respectiv, rezistența admisibilă a tablelor, la tracțiune;
- $\tau_f, \tau_{af}, \tau'_f, \tau'_{af}$  — efortul unitar efectiv și rezistența admisibilă la forfecare pentru nit, respectiv pentru tablele îmbinate;
- *numai pentru nituirea de rezistență*
- $F$  — forța totală care acționează asupra îmbinării;
- $F_1$  — forța preluată de un singur nit;
- $i$  — numărul secțiunilor de forfecare;
- $z$  — numărul niturilor din îmbinare;
- *numai pentru nituirea de rezistență-etanșare*
- $D$  — diametrul interior al cazanului;
- $i_1$  — numărul niturilor pe un rând al cusăturii transversale;
- $i_{pl}, i_{pr}$  — numărul de nituri pe un pas al cusăturii longitudinale, respectiv transversale;
- $i_{tot}$  — numărul total al niturilor care constituie cusătura transversală;
- $K_n, K_{na}$  — rezistența efectivă, respectiv admisibilă la alunecare;
- $m$  — numărul de rinduri care constituie cusătura transversală;
- $n$  — numărul secțiunilor de forfecare ale unui nit din cusătura transversală;
- $p$  — presiunea interioară;
- $P_A$  — forța pe direcția axei cazanului (rezultanta presiunilor);

$(\Sigma in)_s$  — numărul total al secțiunilor de forfecare pe un pas al cusăturii longitudinale;  
 $\varphi$  — coeficientul de utilizare.

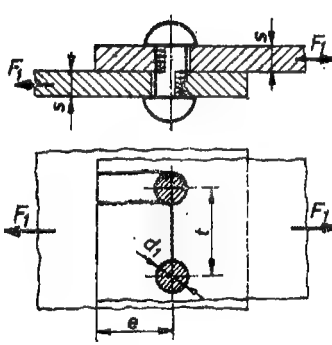
## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

La calculul elementelor unei îmbinări nituite se admit următoarele ipoteze: toate niturile îmbinării au același diametru, forța exterioară repartizându-se uniform pe nituri\*); transmiterea parțială a forței exterioare prin frecarea dintre piesele îmbinate se ia în considerare numai la alegerea rezistențelor admisibile; eforturile unitare se repartizează uniform în secțiunile funcționale; corpul nitului umple complet gaura din piese; încovoierea ce se produce în urma alunecării tablelor — în cazul existenței unui joc între nit și piesele îmbinate — se neglijează.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul îmbinărilor nituite sînt prezentate în tabelele 1 și 2 (pentru nituirea de rezistență și, respectiv, de rezistență-etanșare).

Tabelul 1

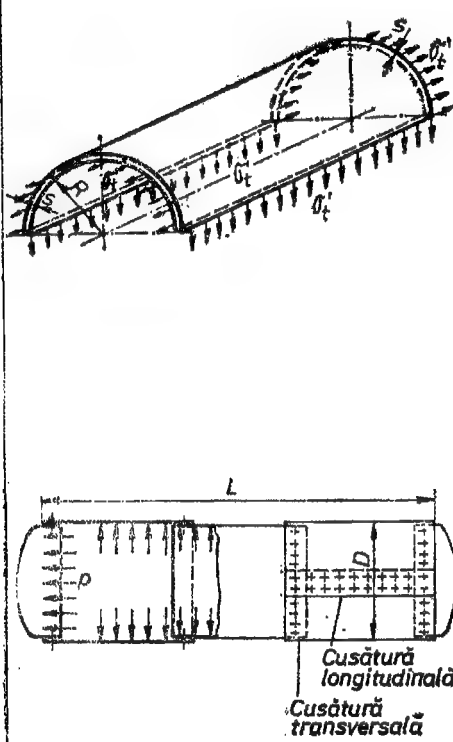
Relațiile și recomandările necesare pentru calculul îmbinărilor nituite [12, 13, 27, 40]

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Elemente constructive. Rezistențe admisibile
	<p>Calculul nitului:</p> <p>— la forfecare</p> $\tau_f = \frac{4F_1}{\pi d_1^2} \leq \tau_{af},$ <p>sau forța ce poate fi preluată de un nit:</p> $F_1 = t \frac{\pi d_1^2}{4} \tau_{af};$ <p>— la strivire</p> $\sigma_s = \frac{F_1}{s d_1} \leq \sigma_{as}.$ <p>Calculul tablelor:</p> <p>— la tracțiune</p> $\sigma'_t = \frac{F_1}{(t - d_1)s} \leq \sigma'_{as};$ <p>— la forfecarea marginilor</p> $\tau'_f = \frac{F_1}{2 \left( e - \frac{d_1}{2} \right) s} \leq \tau'_{af};$ <p>— la strivire</p> $\sigma'_s = \frac{F_1}{s d_1} \leq \sigma'_{as}.$	<p><math>d</math> — din tabelul AI-1;</p> <p><math>\tau_{af}</math> — din tabelul AII-2;</p> <p><math>\sigma_{as}</math> — din tabelul AII-2;</p> <p><math>d_1 = d + 0,2</math> mm — pentru <math>d = 1 \dots 4</math> mm,</p> <p><math>d_1 = d + 0,5</math> mm — pentru <math>d = 5 \dots 10</math> mm,</p> <p><math>d_1 = d + 1</math> mm — pentru <math>d &gt; 10</math> mm;</p> <p><math>t</math> — din tabelul AI-1;</p> <p><math>e</math> — din tabelul AI-1;</p> <p><math>\sigma'_{as}</math> — din tabelul AII-2;</p> <p><math>\tau'_{af}</math> — din tabelul AII-2;</p> <p><math>\sigma'_{as}</math> — din tabelul AII-2.</p>

\*) În cazul în care forța exterioară se repartizează neuniform, se calculează nitul cel mai solicitat, dimensiunile celorlalte nituri adoptându-se identic cu ale acestuia.



## Relațiile și recomandările necesare pentru calculul nituirii de rezistență — etansare [27]

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Elemente constructive Rezistențe admisibile
	$s = \frac{pD}{2\varphi\sigma'_{at}} + a.$ <p>Calculul cusăturii longitudinale :</p> <p>— calculul tablei la tracțiune</p> $\sigma'_t = \frac{pD}{2\varphi(s-a)} \leq \sigma'_{at};$ <p>— calculul nitului la forfecare</p> $\tau_f = \frac{pDt}{2(\sum i n)_t \frac{\pi}{4} d_1^2} \leq \tau_{af};$ <p>— calculul la alunecare</p> $K_n = \frac{pDt}{2i_{pr} \frac{\pi}{4} d_1^2} \leq K_{na}.$ <p>Calculul cusăturii transversale :</p> <p>— calculul tablei la tracțiune</p> $\sigma'_t = \frac{pD}{4\varphi(s-a)} \leq \sigma'_{at};$ <p>— calculul nitului la forfecare :</p> $\tau_f = \frac{P_A}{i_{tot} n \frac{\pi}{4} d_1^2} \leq \tau_{af};$ <p>— calculul la alunecare</p> $K_n = \frac{pDt}{4i_{pr} \frac{\pi}{4} d_1^2} \leq K_{na}.$ <p>Calculul ecliselor la tracțiune</p> $\sigma_t = \frac{pD}{2\varphi(2s_1)} \leq \sigma_{at}.$	<p><math>\sigma'_{at}</math> — din tablele AII-3, AII-4 și AII-5 ;  <math>\varphi</math> — din tabelul AI-2 ;  <math>a = (0,1 \dots 0,3)</math> cm ;</p> <p><math>\tau_{af} = 0,2 \sigma_r</math> — pentru <math>t &lt; 250^\circ\text{C}</math> ;  <math>\tau_{af} = 0,4 \sigma_o^t</math> — pentru <math>t = 250 \dots 350^\circ\text{C}</math> ;  <math>K_{na}</math> — din tabelul AI-2 ;</p> <p><math>P_A = \frac{\pi D^2}{4} p</math> ;  <math>i_{tot} = i_1 m</math> ;  <math>i_1 = \frac{\pi D}{t}</math> ;  <math>\sigma_{at} = \sigma'_{at}.</math></p>

Pentru nituirea de rezistență se recomandă următoarea ordine de desfășurare a calculului de proiectare (v. tabelul 1) : se alege din STAS — după un calcul preliminar, în funcție de grosimea tablelor  $s$  (v. tabelul AI-1) — diametrul nitului  $d$  ; se determină forța  $F_1$  pe care o poate prelua un singur nit ; se verifică nitul sau tablele la strivire ; se determină

numărul necesar de nituri  $z = F/F_1$ ; se dispun niturile; se verifică secțiunile slăbite ale tablelor la solicitarea de tracțiune; se verifică marginile tablelor la forfecare.

**1** Să se calculeze nituirea a două table, din OL 37, suprapuse — cu grosimea  $s=10$  mm — care sînt solicitate de o forță  $F = 8\,000$  daN (fig. 1).

### Rezolvare :

Din tabelul AI-1 se alege  $d = 2s = 2 \cdot 10 = 20$  mm, iar din STAS 797-67 se aleg nituri cu cap semirotund, cu diametrul  $d = 20$  mm; diametrul găurii de nit  $d_1 = 21$  mm (v. tabelul 1).

Se determină forța care poate fi preluată de un nit (v. tabelul 1):

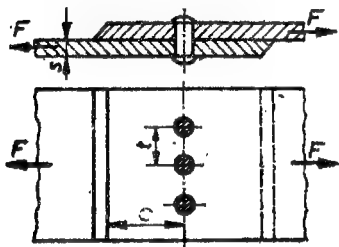


Fig. 1

$$F_1 = i \frac{\pi d_1^2}{4} \tau_{af} = 1 \cdot \frac{3,14 \cdot 2,1^2}{4} \cdot 1100 = 3808 \text{ daN},$$

stabilindu-se numărul necesar de nituri:

$$z = \frac{F}{F_1} = \frac{8000}{3808} \approx 3 \text{ nituri}.$$

Se verifică tablele la strivire (v. tabelul 1):

$$\sigma'_s = \frac{F}{zsd_1} = \frac{8000}{3 \cdot 1 \cdot 2,1} = 1270 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{as} = 2800 \text{ daN/cm}^2.$$

Se alege pasul nituirii (v. tabelul AI-1):

$$t = 2,5 \quad d_1 = 2,5 \cdot 21 \approx 53 \text{ mm}.$$

Distanța de la nituri la marginea tablei (v. tabelul AI-1):

$$e = 1,5 \quad d_1 = 1,5 \cdot 21 \approx 32 \text{ mm}.$$

Se verifică, la forfecare, marginile tablelor:

$$\tau'_f = \frac{F}{2 \left( e - \frac{d_1}{2} \right) sz} = \frac{8000}{2 \left( 3,2 - \frac{2,1}{2} \right) 1 \cdot 3} = 620 \text{ daN/cm}^2 < \tau'_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2$$

(la prelucrarea găurilor prin poansonare).

**2** Să se calculeze îmbinarea prin nituire dintre o platbandă cu dimensiunile de  $500 \times 70 \times 10$  și un profil  $L 60 \times 60 \times 8$ , forța care solicită îmbinarea fiind  $F = 6800$  daN (fig. 2).

## Rezolvare :

Se adoptă nituri cu diametrul  $d = 16$  mm (STAS 797-67), găurile de nit avind diametrul  $d_1 = 17$  mm. Numărul necesar de nituri se determină cu relația :

$$z = \frac{F}{F_1} = \frac{6800}{2268} \approx 3 \text{ nituri,}$$

în care :

$$F_1 = i \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \tau_{af} = 1 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,7^2}{4} \cdot 1000 = 2268 \text{ daN.}$$

S-a adoptat  $\tau_{af} = 1000 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-2), în ipoteza obținerii găurilor de nit prin poansonare, materialul niturilor fiind OL 34.

Se verifică elementele îmbinării la tracțiune (v. tabelul 1) :

— pentru cornier

$$\sigma'_t = \frac{F}{(A - s_1 d_1)} = \frac{6800}{(9,63 - 0,8 \cdot 1,7)} = 822 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{at} = 1300 \text{ daN/cm}^2,$$

unde  $A = 9,63 \text{ cm}^2$ , aria secțiunii cornierului, din STAS 424-71 ;

— pentru tablă

$$\sigma'_t = \frac{F}{(b - d_1)s} = \frac{6800}{(7 - 1,7) \cdot 1} = 1283 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{at} = 1300 \text{ daN/cm}^2$$

(pentru tablă din OL 37).

Se verifică tabla la strivire (v. tabelele 1 și AII-2)

$$\sigma'_s = \frac{F}{z s d_1} = \frac{6800}{3 \cdot 0,8 \cdot 1,7} = 1667 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{as} = 2400 \text{ daN/cm}^2.$$

Din tabelul AI-1 se obține pasul nituirii  $t = 3 d_1 = 3 \cdot 1,7 = 51 \text{ mm}$  și  $e = 2 d_1 = 2 \cdot 1,7 = 34 \text{ mm}$ .

Se verifică, la forfecare, marginile tablei :

$$\tau'_t = \frac{F}{2 \left( e - \frac{d_1}{2} \right) s z} = \frac{6800}{2 \left( 3,4 - \frac{1,7}{2} \right) 0,8 \cdot 3} = 555 \text{ daN/cm}^2 < \tau'_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2.$$

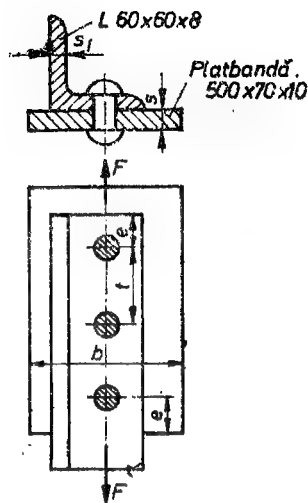


Fig. 2

3 Coroana unei roți dințate este îmbinată cu butueul acesteia prin intermediul unor nituri de rezistență (fig. 3). Știind că roata dințată transmite o putere  $P = 20$  kW, la turația  $n = 100$  rot/min, să se calculeze nituirea respectivă. Diametrul de dispunere al niturilor  $D_0 = 100$  mm, iar materialul niturilor este OL 37.

### Rezolvare :

Grosimea coroanei dințate, în porțiunea de îmbinare, fiind de 6 mm se alege — conform tabelului AI-1 — nituri cu diametrul  $d = 12$  mm; găurile pentru nituri vor avea diametrul  $d_1 = 13$  mm; pasul nituirii  $t \approx 2,7d_1 = 2,7 \cdot 13 \approx 35$  mm.

Se determină numărul de nituri :

$$z = \frac{\pi D_0}{t} = \frac{3,14 \cdot 100}{35} \approx 9 \text{ nituri.}$$

Forța totală care solicită niturile la forfecare :

$$F = \frac{2M_t}{D_0} = \frac{2 \cdot 95500 P}{D_0 n} = \frac{2 \cdot 95500 \cdot 20}{100 \cdot 100} = 3820 \text{ daN}$$

forța pe un nit fiind :

$$F_1 = \frac{F}{z} = \frac{3820}{9} = 424 \text{ daN.}$$

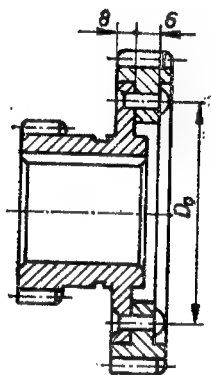


Fig. 3

Se verifică nitul la forfecare :

$$\tau_f = \frac{4F_1}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 424}{3,14 \cdot 1,3^2} = 320 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 1400 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AII-2).}$$

4 Guseul unei grinzi — de la o construcție metalică — este fixat de un stîlp prin șase nituri dispuse ca în fig. 4. Asupra guseului acționează o forță  $F = 8100$  daN, la distanța  $l = 230$  mm, care se transmite stîlpului prin intermediul niturilor. Să se verifice îmbinarea dintre guseu și stîlp, niturile folosite fiind cu cap semirotund, cu diametrul  $d = 22$  mm (STAS797-67), confecționate din OL 37.

### Rezolvare :

În funcție de diametrul  $d = 22$  mm, rezultă diametrul găurii de nit  $d_1 = 23$  mm. Pasul nituirii (v. tabelul AI-1) :

$$t = 3d_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ mm.}$$

Pe fiecare nit vor acționa câte două forțe (v. fig. 4) :

— o forță verticală, care se consideră aceeași pentru fiecare nit, deci :

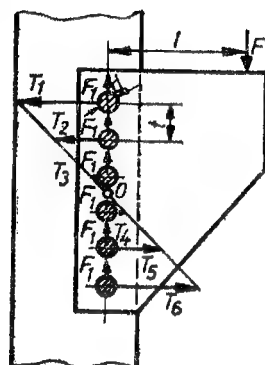
$$F_1 = \frac{F}{6} = \frac{8100}{6} = 1350 \text{ daN} ;$$

— o forță orizontală  $T$ , care trebuie să echilibreze momentul forței  $F$  în raport cu punctul  $O$ . Se consideră că valoarea forței orizontale este proporțională cu distanța de la nit la punctul  $O$ . Se scrie ecuația de momente în raport cu punctul  $O$  (forțele  $T_1 - T_6$ ;  $T_2 - T_5$ ;  $T_3 - T_4$  — formează cupluri de forțe) :

$$5tT_1 + 3tT_2 + tT_3 = Fl.$$

Din triunghiurile formate de forțele orizontale, se mai poate scrie :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{T_3}{T_2} = \frac{1}{3} ; \\ \frac{T_2}{T_1} = \frac{3}{5} , \end{array} \right. \text{ de unde : } \left\{ \begin{array}{l} T_2 = 3T_3 ; \\ T_1 = \frac{5}{3} T_2 = 5T_3 . \end{array} \right.$$



ig. 4

Înlocuind în ecuația de momente, se obține :

$$25tT_3 + 9tT_3 + tT_3 = Fl,$$

de unde :

$$T_3 = \frac{Fl}{35t} = \frac{8100 \cdot 23}{35 \cdot 6,9} = 771,4 \text{ daN} ;$$

$$T_2 = 3T_3 = 3 \cdot 771,4 = 2314 \text{ daN} ;$$

$$T_1 = 5T_3 = 5 \cdot 771,4 = 3857 \text{ daN}.$$

Se constată că niturile cele mai solicitate sînt niturile 1 și 6, asupra acestora acționînd forța :

$$R = \sqrt{F_1^2 + T_1^2} = \sqrt{1350^2 + 3857^2} \approx 4085 \text{ daN}.$$

Se verifică niturile la forfecare :

$$\tau_f = \frac{4R}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 4085}{3,14 \cdot 2,3^2} \approx 984 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 1400 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul$$

AII-2),  
deci niturile rezistă.

**5** Să se determine forța maximă  $F$  ce poate fi preluată de cele șase nituri cu care este realizată îmbinarea din fig. 5; niturile sînt executate din OL 34, STAS 500-68.

### Rezolvare :

Ținînd seama de grosimea celor două piese care se assemblează, se alege diametrul nitului  $d = 20$  mm. Din STAS 797-67 rezultă diametrul  $D$  al capului nitului, egal cu 30 mm. Diametrul găurii de nit  $d_1 = 21$  mm.

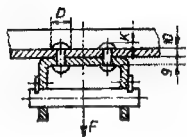


Fig. 5

Se adoptă  $\sigma_{at} = 1000$  daN/cm<sup>2</sup>, calculîndu-se forța maximă ce poate fi preluată de îmbinare, din solici-tarea la întindere a niturilor :

$$F = \frac{\pi z d_1^2}{4} \sigma_{at} = \frac{3,14 \cdot 6 \cdot 2,1^2}{4} \cdot 1000 = 20771 \text{ daN}.$$

Se verifică capul nitului la strivire :

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{4F}{z\pi(D^2 - d_1^2)} = \frac{4 \cdot 20771}{6 \cdot 3,14(3^2 - 2,1^2)} \approx 961 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = \\ &= 2800 \text{ daN/cm}^2. \end{aligned}$$

Se verifică capul nitului la forfecare :

$$\begin{aligned} \tau_f &= \frac{F}{z\pi d_1 K} = \frac{20771}{6 \cdot 3,14 \cdot 2,1 \cdot 0,735} = 714 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = \\ &= 1200 \text{ daN/cm}^2, \end{aligned}$$

unde :  $K = 0,35 \quad d_1 = 0,35 \cdot 2,1 = 0,735$  cm.

**6** Să se aleagă și să se calculeze nituirea de rezistență — etanșare a unui cazan de aburi cu diametrul  $D = 800$  mm, avînd presiunea interioară  $p = 6$  daN/cm<sup>2</sup>. Cazanul este confecționat din tablă de oțel R 37 STAS 2883/2-76 și este supus unei temperaturi  $t < 250^\circ\text{C}$ .

### Rezolvare :

Se alege tipul nituirii :

$$\frac{pD}{2} = \frac{6 \cdot 80}{2} = 240 \text{ daN/cm} \text{ — pentru cusătura longitudinală ;}$$

$$\frac{pD}{4} = \frac{6 \cdot 80}{4} = 120 \text{ daN/cm} \text{ — pentru cusătura transversală.}$$

Din tabelul AI-2, se alege — în funcție de rapoartele  $\frac{pD}{2}$  și  $\frac{pD}{4}$  — o cusătură longitudinală, respectiv o cusătură transversală, formate dintr-un singur rînd de nituri și cu o singură secțiune de forfecare (fig. 6).

Se determină grosimea tablei (v. tabelul 2) :

$$s = \frac{pD}{2\varphi\sigma'_{at}} + a = \frac{6 \cdot 80}{2 \cdot 0,6 \cdot 760} + 0,2 = 0,725 \text{ cm},$$

unde :  $\varphi = 0,6$  — v. tabelul AI-2;  $\sigma'_{at} = \frac{\sigma_r}{c_r} = \frac{3600}{4,75} \approx 760 \text{ daN/cm}^2$

(v. tabelele AII-3, AII-4 și AII-5). Se alege  $s = 8 \text{ mm}$ .

Se determină parametrii nituirii (v. tabelul AI-2) :

— diametrul nitului

$d = s + 0,8 = 0,8 + 0,8 = 1,6 \text{ cm}$  — care este conform STAS 797-67, rezultînd diametrul găurii de nit  $d_1 = 1,7 \text{ cm}$ ;

— pasul nituirii

$$t = 2d_1 + 0,8 = 2 \cdot 1,7 + 0,8 = 4,2 \text{ cm};$$

— distanțele pină la marginea tablei

$$e = 1,5d_1 = 1,5 \cdot 1,7 = 2,55 \text{ cm}.$$

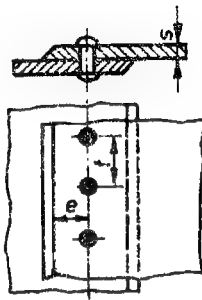


Fig. 6

Se verifică la tracțiune porțiunea cusăturii longitudinale (v. tabelul 2) :

$$\sigma'_t = \frac{pD}{2\varphi(s-a)} = \frac{6 \cdot 80}{2 \cdot 0,6(0,8 - 0,2)} = 667 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{at} = 760 \text{ daN/cm}^2.$$

Se verifică, la forfecare, niturile din cusătura longitudinală (v. tabelul 2) :

$$\tau_f = \frac{pDt}{2(\sum i n)_t \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 4,2}{2 \cdot 1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,7^2} = 445 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af},$$

$$\tau_{af} = 0,2\sigma_r = 0,2 \cdot 3600 = 720 \text{ daN/cm}^2.$$

Se verifică rezistența la alunecare (pentru cusătura longitudinală) :

$$K_n = \frac{pDt}{2i_p \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 4,2}{2 \cdot 1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,7^2} = 445 \text{ daN/cm}^2 < K_{na} = 650 \text{ daN/cm}^2$$

(v. tabelul AI-2).

Verificarea cusăturii transversale :

$$\sigma'_t = \frac{pD}{4\varphi(s-a)} = \frac{6 \cdot 80}{4 \cdot 0,6(0,8 - 0,2)} = 333 \text{ daN/cm}^2 < \sigma'_{at} = 760 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_f = \frac{P_A}{i_{tot} n \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{30144}{60 \cdot 1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,7^2} = 221 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 720 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$P_A = \frac{\pi D^2}{4} p = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4} \cdot 6 = 30144 \text{ daN}; i_{tot} = i_1 m = 60 \cdot 1 = 60 \text{ nituri};$$

$$i_1 = \frac{\pi D}{t} = \frac{3,14 \cdot 80}{4,2} = 60 \text{ nituri};$$

$$K_n = \frac{pDt}{4i_{ptr} \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{6 \cdot 80 \cdot 4,2}{4 \cdot 1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,7^2} = 222 \text{ daN/cm}^2 < K_{na} = 650 \text{ daN/cm}^2.$$

7 Să se determine numărul necesar de nituri, pentru îmbinarea din fig. 7, care să poată prelua o forță  $F=3250 \text{ daN}$ . Se cunoaște grosimea tablelor  $s=8 \text{ mm}$  și a ecliselor  $s_1=6 \text{ mm}$ . Niturile și tablele sînt executate din OL 34, găurile de nit fiind obținute prin poansonare.

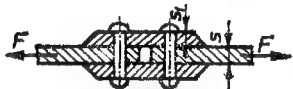


Fig. 7

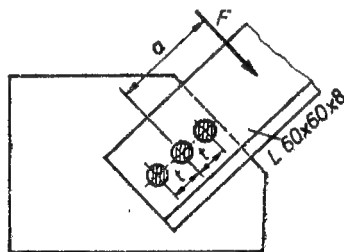


Fig. 8

8 Să se verifice cele trei nituri, cu  $d=16 \text{ mm}$ , care fixează o traversă din profil  $L 60 \times 60 \times 8$ —pe un guseu cu grosimea  $s=10 \text{ mm}$  (fig. 8). Forța care acționează asupra traversei este  $F=630 \text{ daN}$ , distanța  $a=250 \text{ mm}$ , iar pasul  $t=45 \text{ mm}$ .

9 Nodul consolei din fig. 9 este solicitat de următoarele tensiuni:  $A_1=14700 \text{ daN}$ ;  $V_1=40800 \text{ daN}$ ;  $A_2=8500 \text{ daN}$ . Să se calculeze: efortul unitar de forfecare  $\tau_f$ , efortul unitar de strivire  $\sigma_s$  și efortul unitar de întindere  $\sigma'_t$ , pentru cele trei îmbinări.

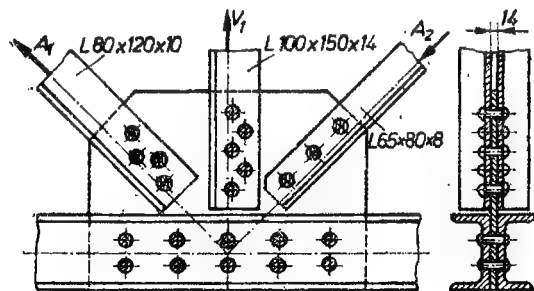


Fig. 9

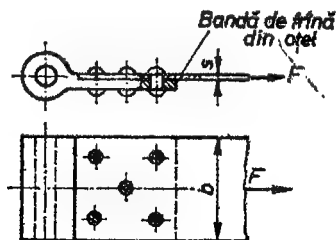


Fig. 10

10 Pentru fixarea unei benzi de frînă se folosesc cinci nituri (fig. 10). Să se calculeze diametrul  $d$  al niturilor și lățimea minimă  $b$  a benzii, cunoscînd:  $F=1200 \text{ daN}$ ,  $s=2 \text{ mm}$ ,  $\tau_{af}=1200 \text{ daN/cm}^2$  și  $\sigma'_{at}=2000 \text{ daN/cm}^2$ .



**11** Consola din figura 11 este solicitată de forța  $F = 800 \text{ daN}$ . Să se verifice dacă îmbinarea nituită este corespunzător dimensionată. Pentru aceasta se cere să se calculeze : forța repartizată pe un nit ; efortul unitar de forfecare  $\tau$ , din nit ; efortul unitar de strivire  $\sigma$ , dintre nit și peretele găurii de nit. Se cunosc :  $d_1 = 21 \text{ mm}$ ,  $l = 750 \text{ mm}$ ,  $s = 19,5 \text{ mm}$ ,  $h = 74 \text{ mm}$ .

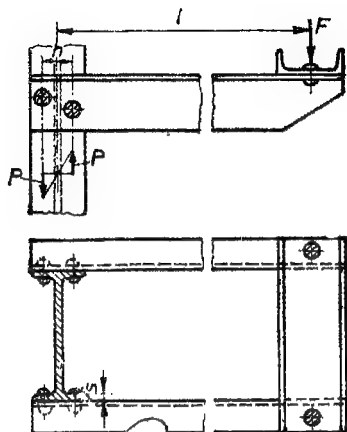


Fig. 11

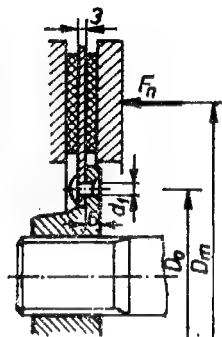


Fig. 12

**12** Discul de frână — reprezentat în figura 12 — cu două suprafețe de frecare, este presat cu o forță normală  $F_n = 2450 \text{ daN}$ . La această forță, se produce frînarea, coeficientul de frecare fiind  $\mu = 0,3$ . Să se calculeze : momentul de frecare maxim  $M_f$  ; forța  $P$  transmisă niturilor dispuse pe diametrul  $D_0 = 70 \text{ mm}$  ; diametrul celor opt nituri folosite la îmbinarea discului de frână cu butucul saibei ; să se verifice nituirea, știind că niturile sînt din OL 34, STAS 500-68. Se mai cunoaște  $D_m = 130 \text{ mm}$ .

**13** Să se calculeze nituirea de rezistență-etanșare, longitudinală, a unui cazan cu aburi (v. fig. 6), alegînd mai multe variante de cusături. Se cunosc :  $D = 1500 \text{ mm}$  și  $p = 12 \text{ daN/cm}^2$ . Cazanol este confecționat din tablă de oțel R37, STAS 2883/2-76, funcționînd la o temperatură  $t < 250^\circ\text{C}$ .

## 2

### ÎMBINĂRI SUDATE

Îmbinările sudate sînt îmbinări nedemontabile, bazate pe forțele de coeziune intermoleculară dintre materialele pieselor de îmbinat.

În construcția de mașini, sudarea se folosește pentru realizarea unor organe de mașini compuse, ca de exemplu: roți dințate, roți de transmisie, arbori cotiți, diverse pîrghii, carcase de reductoare, batiuri, plăci de fundație, corpurile unor lagăre de alunecare etc.

#### NOTAȚII FOLOSITE

$a$	— înălțimea cordonului de sudură;
$d$	— diametrul punctului de sudură;
$e_1, e_2$	— distanțele de la suportul forței care solicită îmbinarea, pînă la cordonale de sudură laterale, în cazul sudării unui cornier pe un guseu;
$e, e'$	— distanțele, în direcție axială și, respectiv, transversală, de la punctele marginale de sudură la marginea tablei;
$F, T$	— forța axială, respectiv forța tăietoare care solicită îmbinarea sudată;
$F_{cap}$	— forța pe care o poate prelua îmbinarea sudată (forța capabilă);
$l, l_s$	— lungimea totală, respectiv lungimea de calcul a cordonului de sudură, pentru sudura cap la cap și de colț frontală;
$l_1, l_{1s}$	— lungimea totală, respectiv lungimea de calcul a cusăturii de colț laterală;
$l_1, l_2, l_{1s}, l_{2s}$	— lungimile totale, respectiv lungimile de calcul ale cordonalelor laterale, la sudarea unui cornier de un guseu;
$M_t, M_i$	— momentul de torsiune, respectiv momentul încovoietor care solicită îmbinarea sudată;
$n$	— numărul punctelor de sudură;
$s$	— grosimea celei mai subțiri table;
$t, t'$	— pasul, în direcție axială și, respectiv, transversală, la sudura prin puncte;
$W_s, W_{ps}$	— modulul de rezistență axial, respectiv polar al sudurii;

$\sigma_{at}$	— rezistența admisibilă, la tracțiune, a materialului de bază;
$\sigma_{ts}, \sigma_{at_s}$	— efortul unitar efectiv de tracțiune, respectiv rezistența admisibilă la tracțiune a cordonului de sudură;
$\tau_{ts}, \tau_{at_s}$	— efortul unitar efectiv de torsiune, respectiv rezistența admisibilă la torsiune a sudurii;
$\tau_{fs}, \tau_{af_s}$	— efortul unitar efectiv de forfecare (mediu), respectiv rezistența admisibilă la forfecare a cordonului de sudură;
$\tau_{tot_s}, \sigma_{es}$	— efortul unitar total, respectiv efortul unitar echivalent din cordonul de sudură.

## PRINCIPII ȘI RELĂȚII DE CALCUL

În general, îmbinările sudate se proiectează din condiția de egală rezistență a cusăturii și a elementelor îmbinate. Datorită complexității solicitărilor, calculul cusăturilor sudate este un *calcul convențional*.

Calculul de rezistență al sudurilor cap la cap se efectuează, de regulă, în funcție de secțiunea nominală a elementelor îmbinate, neluîndu-se în considerare îngroșarea cusăturilor; se poate admite o repartitie uniformă a eforturilor unitare în secțiunea cusăturii sudate.

La sudurile de colț, se consideră că ruperea cusăturii are loc după secțiunea minimă — planul care conține bisectoarea unghiului drept (fig. 13).

Eforturile unitare reale nefiind uniform repartizate, sudura de colț reprezintă un important concentrator de eforturi; valoarea efortului unitar admisibil se limitează la valoarea rezistenței admisibile la forfecare  $\tau_{af_s}$ , indiferent de tipul cusăturii de colț și de solicitare. La sudurile de colț combinate — pentru simplificarea calculelor — se admite că sarcina se repartizează proporțional cu lungimea cordoanelor, deși sudura frontală — mai rigidă — este solicitată mai mult.

Ca urmare a imperfecțiunilor tehnologice ale capetelor cusăturii — datorate amorsării și stingerii arcului electric — lungimea cordonului se ia mai mare decât lungimea rezultată din calcul:  $l = l_s + 2s$ , la sudura cap la cap și  $l_s = l + 2a$ , la sudura de colț.

Relațiile de calcul, pentru cazurile principale de solicitare a îmbinărilor sudate cap la cap, sînt redată în tabelul 3, pentru sudurile prin suprapunere — în tabelul 4, iar pentru sudurile în T și prin puncte — în tabelul 5.

Rezistențele admisibile ale cusăturilor sudate — la solicitări statice — se aleg în funcție de rezistența admisibilă, la tracțiune, a materialului de bază (v. tabelul AII-6), adică materialul pieselor îmbinate.

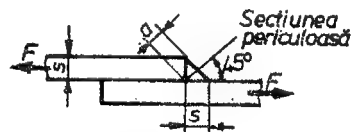
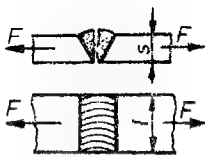
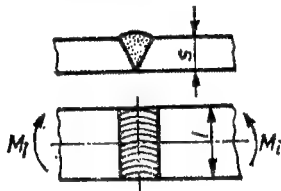
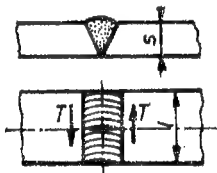
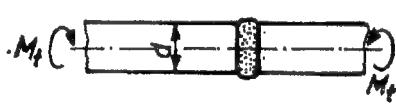


Fig. 13

**14** Să se calculeze forța care poate fi preluată de o îmbinare — dintre două table — realizată prin sudură cap la cap. Se cunosc: lățimea tablelor  $l=120$  mm, grosimea  $s=8$  mm, materialul tablelor OL 37 ( $\sigma_{at}=1400$  daN/cm<sup>2</sup>).

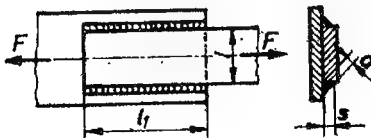
Tabelul 3

Relațiile pentru calculul sudurilor cap la cap [12, 13, 27, 47]

Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
	$\sigma_{ts} = \frac{F}{l_s s} < \sigma_{ats};$ $l_s = \frac{F}{s \sigma_{ats}}; \quad l = l_s + 2s$
	$\sigma_{ts} = \pm \frac{M_t}{W_s} = \pm \frac{M_t}{\frac{s l_s^2}{6}} < \sigma_{ats};$ $l_s = \sqrt{\frac{6 M_t}{s \sigma_{ats}}}; \quad l = l_s + 2s.$
	$\tau_{fs} = \frac{T}{s l_s} < \tau_{afs}; \quad l_s = \frac{T}{s \tau_{afs}};$ $\tau_{fs \max} = \frac{3}{2} \tau_{fs}; \quad l = l_s + 2s.$
	$\tau_{ts} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} < \tau_{ats}.$

Tabelul 4

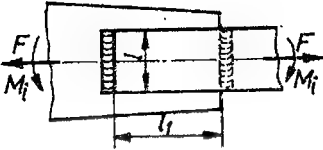
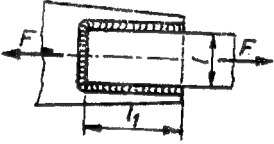
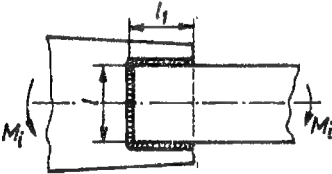
Relațiile de calcul pentru sudurile prin suprapunere [12, 13, 27, 47]

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
		$\tau_{fs} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 s l_{1s}} < \tau_{afs}; \quad \begin{aligned} a &= 0,7s - \text{cusătură dreaptă;} \\ a &= 0,5s - \text{cusătură concavă;} \\ a &= s - \text{cusătură convexă.} \end{aligned}$ $l_{1s} = \frac{F}{1,4 s \tau_{afs}};$ $l_1 = l_{1s} + 2a; \quad l_{1 \max} \leq 50a \text{ (STAS 763-66).}$

Tabelul 4 (continuare)

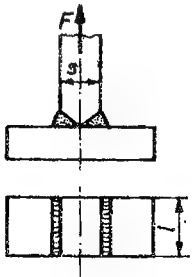
Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură de colț bilaterală		$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F; \quad F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F;$ $l_{1s} = \frac{F_1}{0,7s\tau_{af s}}; \quad l_{2s} = \frac{F_2}{0,7s\tau_{af s}};$ $l_1 = l_{1s} + 2a; \quad l_2 = l_{2s} + 2a$
		$P = \frac{M_t}{l + s}; \quad \tau_{fs} = \frac{P}{0,7s l_{1s}} \leq \tau_{af s};$ $l_{1s} = \frac{P}{0,7s\tau_{af s}}; \quad l_1 = l_{1s} + 2a.$
		$\tau_{tot s} = \frac{F}{1,4s l_{1s}} + \frac{M_t}{0,7s l_{1s} (l + s)} \leq \tau_{af s};$ $l_{1s} = \left[ \frac{F}{1,4s} + \frac{M_t}{0,7s (l + s)} \right] \cdot \frac{1}{\tau_{af s}};$ $l_1 = l_{1s} + 2a.$
Sudură de colț bifrontală		$\tau_{fs} = \frac{F}{1,4s l_g} \leq \tau_{af s};$ $l_g = \frac{F}{1,4s \tau_{af s}}; \quad l = l_g + 2a.$
		$P = \frac{M_t}{l_1 + s};$ $\tau_{fs} = \frac{P}{0,7s l_g} = \frac{M_t}{0,7s l_g (l_1 + s)} \leq \tau_{af s};$ $l_g = \frac{M_t}{0,7s (l_1 + s) \tau_{af s}}; \quad l = l_g + 2a; \quad l_{1min} \geq \geq 4s, \text{ dar minim } 40 \text{ mm.}$

Tabelul 4 (continuare)

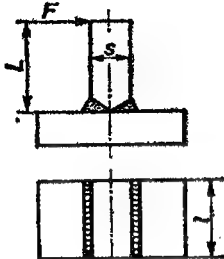
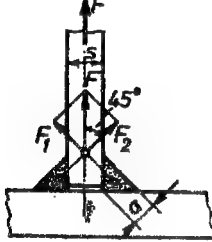
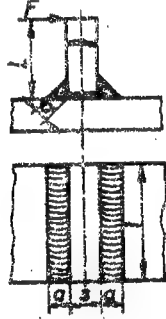
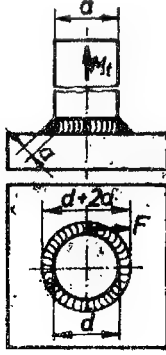
Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură de colț combinată		$\tau_{tot s} = \frac{F}{1,4s l_s} + \frac{M_i}{0,7s l_s (l_1 + s)} \leq \tau_{af s};$ $l_s = \left[ \frac{F}{1,4s} + \frac{M_i}{0,7s (l_1 + s)} \right] \cdot \frac{1}{\tau_{af s}};$ $l = l_s + 2a.$
		$\tau_{fs} = \frac{F}{0,7s \Sigma l_s} \leq \tau_{af s};$ $\Sigma l_s = \frac{F}{0,7s \tau_{af s}}; \Sigma l = \Sigma l_s + 2a = 2l_1 + l.$
		$\tau_{fs} = \frac{M_i}{0,7s l_{1s} (l + s) + \frac{0,7 l_s^2 s}{6}} \leq \tau_{af s};$ $l_{1s} = \frac{M_i}{0,7s (l + s) \tau_{af s}} - \frac{l_s^2}{6 (l + s)};$ $l_1 = l_{1s} + a.$

Tabelul 5

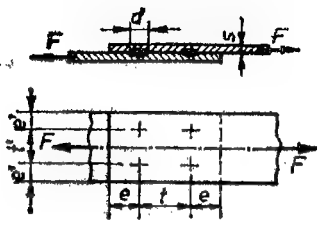
Relațiile de calcul pentru sudurile în T și prin puncte [12, 13, 27, 47]

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
		$\sigma_{ts} = \frac{F}{s l_s} \leq \sigma_{ats};$ $l = l_s + 2s.$

Tabelul 5 (continuare)

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură în T		$\tau_{fs} = \frac{F}{s l_s} ; \sigma_{ts} = \pm \frac{M_t}{W_s} = \frac{FL}{\frac{l_s s^3}{6}} ;$ $\sigma_{ss} = \sqrt{\tau_{fs}^2 + \sigma_{ts}^2} \leq \sigma_{as} =  \tau_{afs}  ;$ $l = l_s + 2s.$
		$\tau_{fs} = \frac{F}{2l_s a} < \tau_{afs} ;$ $l_s = \frac{F}{2a \tau_{afs}} ;$ $l = l_s + 2a.$
		$\sigma_{ts} = \frac{M_t}{W_s} = \frac{FL}{\frac{l_s(s+2a)^3}{12} - \frac{l_s s^3}{12}} ;$ $\tau_{fs} = \frac{F}{2a l_s} ;$ $\sigma_{ss} = \sqrt{\sigma_{ts}^2 + \tau_{fs}^2} \leq \sigma_{as} =  \tau_{afs}  ;$ $l = l_s + 2a.$
		$\tau_{ts} = \frac{M_t}{W_{ps}} = \frac{M_t}{\frac{\pi}{32} (d+2a)^4 - \frac{\pi}{32} d^4} \leq \tau_{ats} ;$ <p>sau</p> $\tau_{fs} = \frac{F}{A_s} = \frac{M_t}{\frac{d+a}{2} \cdot \frac{1}{\pi (d+a)a}} \leq \tau_{afs}$ <p>(calcul aproximativ).</p>

Tabelul 5 (continuare)

Tipul sudurii	Schema de calcul a îmbinării	Relațiile de calcul
Sudură prin puncte		$d = 1,2s + 4 \text{ mm}$ , cînd $s \leq 3 \text{ mm}$ ; $d = 1,5s + 5 \text{ mm}$ , cînd $s > 3 \text{ mm}$ ; $t_{min} = 3d$ , la sudarea a două piese; $t_{min} = 4d$ , la sudarea a trei piese; $e = (2,5 \dots 4) d$ ; $e' = (2 \dots 4) d$ ; $\tau_{fs} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4} n} \leq \tau_{afs}$

**Rezolvare :**

Se calculează lungimea de calcul a cordonului de sudură (v. tabelul 3) :

$$l_s = l - 2s = 12 - 2 \cdot 0,8 = 10,4 \text{ cm},$$

obținându-se aria secțiunii cordonului de sudură :

$$A_s = sl_s = 0,8 \cdot 10,4 = 8,32 \text{ cm}^2.$$

Forța capabilă :

$$F_{cap} = A_s \sigma_{ats} = 8,32 \cdot 1120 = 9318 \text{ daN},$$

unde :  $\sigma_{ats} = 0,8 \cdot 1400 = 1120 \text{ daN/cm}^2$ , conform tabelului AII-6.

**15** Să se dimensioneze, din condiția de egală rezistență, îmbinarea prin sudură de colț bilaterală dintre un tirant și un guseu. Se cunosc : lățimea tirantului  $l = 100 \text{ mm}$ , grosimea tirantului  $s = 10 \text{ mm}$ , materialul din care sînt confecționate piesele îmbinate OL 37, cu  $\sigma_{at} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ .

**Rezolvare :**

Forța care poate fi preluată de tirant :

$$F = ls \sigma_{at} = 10 \cdot 1 \cdot 1400 = 14\,000 \text{ daN}.$$

Lungimea de calcul necesară a unui cordon de sudură (v. tabelul 4) :

$$l_{1s} = \frac{F}{2 \cdot 0,7s \tau_{afs}} = \frac{14\,000}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 910} = 11 \text{ cm},$$

unde :  $\tau_{afs} = 0,65 \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-6).



Lungimea totală a unui cordon :

$$l_1 = l_{1s} + 2 \cdot 0,7s = 11 + 2 \cdot 0,7 \cdot 1 = 12,4 \text{ cm.}$$

**16** Să se calculeze — din condiția de egală rezistență — îmbinarea, dintre două profile *U* și un guseu, obținută prin sudură de colț bilaterală (fig. 14). Se cunosc:  $F = 25\,000 \text{ daN}$ ,  $s = 8 \text{ mm}$ , materialul pieselor îmbinate OL 37, cu  $\sigma_{at} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ .

### Rezolvare :

Aria necesară a secțiunii profilelor :

$$A_{nec} = \frac{F}{\sigma_{at}} = \frac{25\,000}{1400} = 17,9 \text{ cm}^2,$$

alegându-se profile *U* 6  $\frac{1}{2}$ , STAS 564-71, cu  $A = 9,03 \text{ cm}^2$ .

Lungimea de calcul a unui cordon de sudură (v. tabelul 4) este :

$$l_{1s} = \frac{F}{2 \cdot 1,4s \tau_{af s}} = \frac{25000}{2 \cdot 1,4 \cdot 0,8 \cdot 910} = 12,3 \text{ cm,}$$

unde :  $\tau_{af s} = 0,65 \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-6).

Lungimea reală a unui cordon de sudură :

$$l_1 = l_{1s} + 2a = 12,3 + 2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \approx 13,4 \text{ cm.}$$

Raportul  $l_1/a = 13,4/0,7 \cdot 0,8 = 24 < 50$ , lungimea cordonului de sudură respectând recomandările din STAS 763-66.

**17** O placă — cu secțiunea  $100 \times 10 \text{ mm}$  — este sudată de o altă placă, ca în figura 15. Îmbinarea este solicitată de o forță axială  $F = 9000 \text{ daN}$ . Să se dimensioneze îmbinarea, lungimea de suprapunere fiind  $l_1 = 75 \text{ mm}$ , iar materialul plăcilor OL 37.

### Rezolvare :

Lungimea de calcul a cordoanelor de sudură (v. tabelul 4) :

$$\Sigma l_s = \frac{F}{0,7s \tau_{af s}} = \frac{9000}{0,7 \cdot 1 \cdot 910} \approx 14,2 \text{ cm,}$$

unde :  $\tau_{af s} = 0,65 \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-6).

Lungimea totală a cordoanelor de sudură — ținând seama și de sudura executată într-o decupare a tablei superioare (v. fig. 15) — este :

$$\Sigma l = \Sigma l_s + 4 \cdot 2 a = 14,2 + 4 \cdot 2 \cdot 0,7 = 19,8 \text{ cm;}$$

$$\Sigma l = 2(l_1 + x),$$

$$\text{de unde } x = \frac{1}{2} \Sigma l - l_1 = \frac{1}{2} \cdot 19,8 -$$

$$- 7,5 = 2,4 \text{ cm.}$$

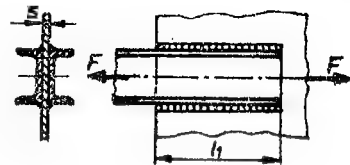


Fig. 14

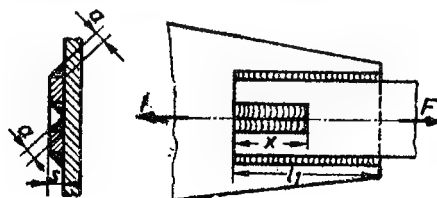


Fig. 15

18 Să se dimensioneze îmbinarea prin sudură de colț — dintre o platbandă și două profile  $L$  cu aripi egale (fig. 16) — cunoscând forța care acționează asupra îmbinării  $F = 25000$  daN și materialul pieselor OL 37.

### Rezolvare :

Se determină — din condiția de rezistență la tracțiune — secțiunea necesară pentru un cornier :

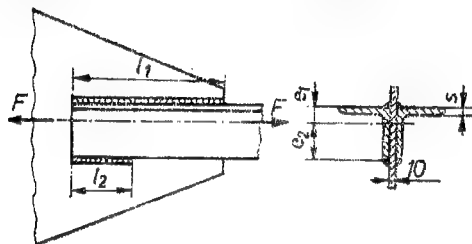


Fig. 16

$$A = \frac{F}{2\sigma_{at}} = \frac{25\,000}{2 \cdot 1400} = 8,928 \text{ cm}^2.$$

Din STAS 424-71, se alege profilul  $L\ 60 \times 60 \times 8$ , cu aria secțiunii  $A = 9,03 \text{ cm}^2$  și  $e_1 = 1,77 \text{ cm}$ .

Forțele care acționează în cordoanele de sudură se determină din condiția necesară pentru evitarea solicitării suplimentare de

încovoiere; în acest caz, rezultanta forțelor acționează pe direcția axei neutre a profilului (v. și tabelul 4):

$$\begin{aligned} F_1 &= F \frac{e_2}{e_1 + e_2} = 25\,000 \frac{4,23}{6} = 17\,625 \text{ daN}; \quad F_2 = F \frac{e_1}{e_1 + e_2} = \\ &= 25\,000 \frac{1,77}{6} = 7375 \text{ daN}. \end{aligned}$$

Lungimile de calcul ale cordoanelor de sudură :

$$\begin{aligned} l_{1s} &= \frac{F_1}{2 \cdot 0,7 s \tau_{afs}} = \frac{17\,625}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 910} = 17,3 \text{ cm}; \quad l_{2s} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7 s \tau_{afs}} = \\ &= \frac{7375}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 910} = 7,2 \text{ cm}. \end{aligned}$$

Lungimile totale ale cordoanelor :

$$\begin{aligned} l_1 &= l_{1s} + 2a = 17,3 + 2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 = 18,4 \text{ cm}; \quad l_2 = l_{2s} + 2a = 7,2 + \\ &+ 2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 = 8,3 \text{ cm}. \end{aligned}$$

19 Să se dimensioneze îmbinarea prin sudură de colț bilaterală dintre două table. Se cunosc : momentul încovoiător din planul îmbinării  $M_i = 7500$  daN·cm, lățimea tablei superioare  $l = 100$  mm, grosimea plăcii mai subțiri  $s = 6$  mm; materialul tablelor este OL 37.

**Rezolvare :**

Înălțimea triunghiului de sudură :

$$a = 0,7s = 0,7 \cdot 6 \approx 4 \text{ mm.}$$

Lungimea de calcul necesară a unui cordon de sudură (v. tabelul 4) :

$$l_{1s} = \frac{M_t}{0,7s(l+s)\tau_{af s}} = \frac{7500}{0,7 \cdot 0,6(10 + 0,6)910} = 1,85 \text{ cm,}$$

lungimea totală a unui cordon de sudură fiind

$$l_1 = l_{1s} + 2a = 1,85 + 2 \cdot 0,4 = 2,65 \text{ cm.}$$

**20** Să se calculeze îmbinarea prin sudură de colț bilaterală dintre două table. Se cunosc : forța axială care soliciță îmbinarea  $F = 1000 \text{ daN}$ , momentul încovoietor care acționează în planul îmbinării  $M_t = 8000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , grosimea tablelor  $s = 4 \text{ mm}$ , lățimea tablei superioare  $l = 100 \text{ mm}$  și materialul tablelor OL 37.

**Rezolvare :**

Lungimea de calcul a cordonului de sudură (v. tabelul 4) :

$$l_{1s} = \left[ \frac{F}{1,4s} + \frac{M_t}{0,7s(l+s)} \right] \cdot \frac{1}{\tau_{af s}} = \left[ \frac{1000}{1,4 \cdot 0,4} + \frac{8000}{0,7 \cdot 0,4(10 + 0,4)} \right] \frac{1}{910} \approx 5 \text{ cm,}$$

iar lungimea totală a cordonului de sudură este :

$$l_1 = l_{1s} + 2a = 5 + 2 \cdot 0,7 \cdot 0,4 \approx 5,6 \text{ cm.}$$

**21** Să se verifice sudura de colț bifrontală dintre două table, avînd lungimea de suprapunere  $l_1 = 120 \text{ mm}$ , lățimea tablei superioare  $l = 100 \text{ mm}$ , grosimea minimă  $s = 8 \text{ mm}$ . Îmbinarea este solicițată de un moment încovoietor  $M_t = 36000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , piesele fiind executate din OL 37.

**Rezolvare :**

Forța care soliciță un cordon de sudură (v. tabelul 4) :

$$P = \frac{M_t}{l_1 + s} = \frac{36000}{12 + 0,8} = 2812 \text{ daN.}$$

Efortul de forfecare din cordonul de sudură :

$$\tau_{fs} = \frac{P}{0,7s l_s} = \frac{2812}{0,7 \cdot 0,8 \cdot 9} = 558 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af s} = 910 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$l_s = l - 2a = 10 - 2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \approx 9 \text{ cm.}$$

**22** Să se verifice îmbinarea prin sudură combinată (v. tabelul 4) dintre două platbande sollicitate de un moment încovoietor  $M_t = 125000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Se cunosc : grosimile platbandelor  $s = 10 \text{ mm}$ , lungimea de suprapunere  $l_1 = 150 \text{ mm}$ , lăţimea platbandei superioare  $l = 120 \text{ mm}$ .

**Rezolvare :**

Înălţimea cordonului de sudură :

$$a = 0,7s = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ mm.}$$

Lungimea de calcul a cordoanelor laterale de sudură :

$$l_1 = l_1 - a = 150 - 7 = 143 \text{ mm.}$$

Efortul unitar maxim din sudură :

$$\begin{aligned} \tau_{fs} &= \frac{M_t}{0,7sl_1(l+s) + \frac{0,7l^2s}{6}} = \frac{125\,000}{0,7 \cdot 1 \cdot 14,3(12+1) + \frac{0,7 \cdot 12^2 \cdot 1}{6}} = \\ &= 851 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af s} = 910 \text{ daN/cm}^2. \end{aligned}$$

**23** Să se verifice îmbinarea prin sudură dintre un profil T5 şi un guseu (fig. 17), materialul profilului şi al guseului fiind OL 37.

**Rezolvare :**

Înălţimea cordoanelor de sudură :

$$a = 0,7s = 0,7 \cdot 6 = 4,2 \text{ mm ;}$$

se adoptă  $a = 4 \text{ mm}$ .

Poziţia centrului de greutate al secţiunii :

$$\begin{aligned} y_G &= \frac{\sum y_i A_i}{\sum A_i} = \frac{\left(L - \frac{l}{2} + \frac{a}{2}\right) (b - 2a)a}{(b - 2a)a + 2(l - 2a)a} = \\ &= \frac{\left(25 - \frac{15}{2} + \frac{0,4}{2}\right) (5 - 2 \cdot 0,4)0,4}{(5 - 2 \cdot 0,4)0,4 + 2(15 - 2 \cdot 0,4)0,4} = 2,23 \text{ cm ;} \end{aligned}$$

$$y_1 = y_G + \frac{l}{2} - a = 2,23 + \frac{15}{2} - 0,4 = 9,33 \text{ cm};$$

$$y_2 = L - \frac{l}{2} + a - y_G = 25 - \frac{15}{2} + 0,4 - 2,23 = 15,67 \text{ cm};$$

$y_2 > y_1$ , rezultind  $y_2 = y_{max}$ .

Momentul de inerție, respectiv modulul de rezistență al secțiunii cusăturii au valorile:

$$\begin{aligned} I_z &= 2 \frac{a(l-2a)^3}{12} + \\ &+ 2a(l-2a)y_G^2 + \frac{(b-2a)a^3}{12} + \\ &+ (b-2a)a \left( L - \frac{l}{2} + \frac{a}{2} + y_G \right)^2 = 2 \frac{0,4(15-2 \cdot 0,4)^3}{12} + \\ &+ 2 \cdot 0,4(15 - 2 \cdot 0,4) \cdot 2,23^2 + \\ &+ \frac{(5 - 2 \cdot 0,4)0,4^3}{12} + (5 - \\ &- 2 \cdot 0,4) \cdot 0,4 \left( 25 - \frac{15}{2} + \frac{0,4}{2} + \right. \\ &\left. + 2,23 \right)^2 \approx 645 \text{ cm}^4. \end{aligned}$$

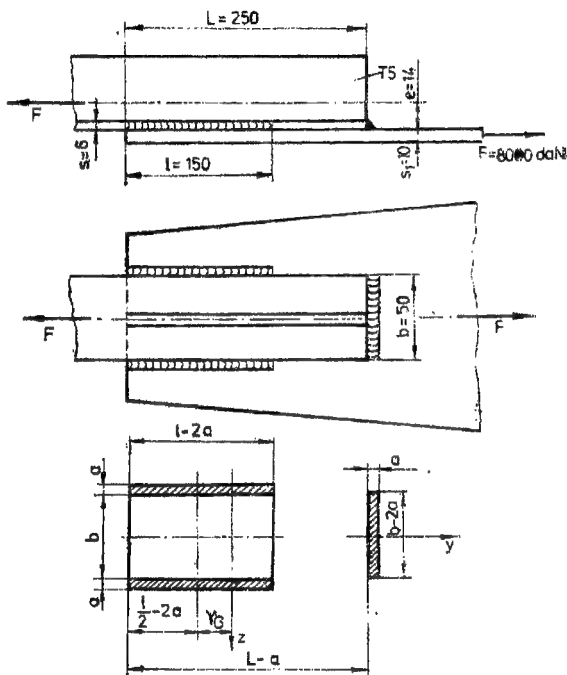


Fig. 17

$$W_z = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{645}{15,67} = 41,2 \text{ cm}^3.$$

Efortul unitar maxim de încovoiere:

$$\sigma_{is} = \frac{M_t}{W_z} = \frac{F \left( e + \frac{s_1}{2} \right)}{W_z} = \frac{8000 \left( 1,4 + \frac{1}{2} \right)}{41,2} = 369 \text{ daN/cm}^2.$$

Efortul unitar de forfecare:

$$\tau_{fs} = \frac{F}{\sum A_t} = \frac{8000}{13,04} = 614 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

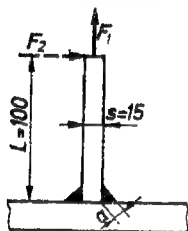
$$\Sigma A_i = (b - 2a)a + 2(l - 2a)a = (5 - 2 \cdot 0,4) 0,4 + 2(15 - 2 \cdot 0,4) 0,4 = 13,04 \text{ cm}^2.$$

Efortul unitar echivalent este :

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + \tau_{fs}^2} = \sqrt{369^2 + 614^2} = 716 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

cu  $\sigma_{as} = 0,65 \quad \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-6).

**24** Îmbinarea a două piese este realizată prin sudură în  $T$  fără prelucrarea muchiilor (fig. 18). Ce forță  $F_1$  sau  $F_2$  poate prelua această îmbinare, dacă înălțimea cordonului de sudură este  $a = 7 \text{ mm}$ , iar materialul pieselor OL 37.



**Rezolvare :**

a) În ipoteza că îmbinarea este încărcată cu o sarcină  $F_1$ , sudura se calculează convențional la forfecare (v. tabelul 5) :

$$F_1 = 2al_s \tau_{afs} = 2a(l - 2a)\tau_{afs} = 2 \cdot 0,7(20 - 2 \cdot 0,7)910 = 23696 \text{ daN}.$$

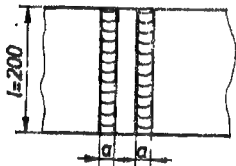


Fig. 18

b) În ipoteza că îmbinarea este solicitată de forța  $F_2$ , sudura se calculează la forfecare și încovoiere :

$$F_2 = \frac{\tau_{afs}}{\sqrt{\left[ \frac{L\left(\frac{s}{2} + a\right)}{\frac{(l-2a)(s+2a)^3}{12} - \frac{(l-2a)s^3}{12}} \right]^2 + \frac{1}{4a^2(l-2a)^2}}} = \frac{910}{\sqrt{\left[ \frac{10\left(\frac{1,5}{2} + 0,7\right)}{\frac{(20-2 \cdot 0,7)(1,5+2 \cdot 0,7)^3}{12} - \frac{(20-2 \cdot 0,7)0,7^3}{12}} \right]^2 + \frac{1}{4 \cdot 0,7^2(20-2 \cdot 0,7)^2}}} = 2339 \text{ daN}.$$

**25** Îmbinarea dintre butucul și discul unei roți dințate este realizată prin sudură de colț bilaterală (fig. 19). Se cunosc :  $M_t = 40000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $D_1 = 150 \text{ mm}$ ,  $a_1 = 4 \text{ mm}$ . Să se verifice rezistența îmbinării sudate ( $\sigma_{at} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ ).

## Rezolvare :

Sudura se verifică la solicitarea de torsiune (v. tabelul 5) :

$$\tau_{ts} = \frac{M_t}{2W_{ps}} = \frac{M_t}{2 \frac{\pi}{32} [(D_1 + 2a_1)^4 - D_1^4]} = \frac{40000}{2 \frac{3,14}{32} [(15 + 2 \cdot 0,4)^4 - 15^4]} =$$

$$= \frac{40000}{2 \frac{15}{2} + 0,4} = 138 \text{ daN/cm}^2 \ll \tau_{ats},$$

unde :  $\tau_{ats} = 0,65 \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$ .

Sudura se poate verifica, convențional, și la forfecare :

$$\tau_{fs} = \frac{M_t}{2 \frac{D_1 + a_1}{2}} \cdot \frac{1}{\pi(D_1 + a_1)a_1} =$$

$$= \frac{40000}{2 \frac{15 + 0,4}{2}} \cdot \frac{1}{3,14(15 + 0,4)0,4} =$$

$$= 134 \text{ daN/cm}^2 \ll \tau_{afs};$$

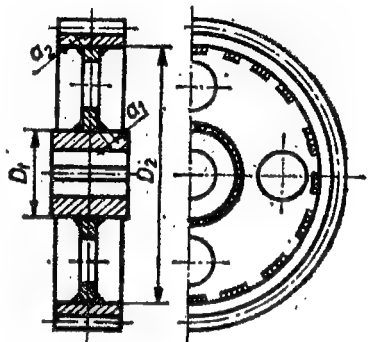


Fig. 19

$\tau_{afs} = 0,65 \cdot \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$ .

În acest caz, se recomandă să se execute sudură întreruptă (v. și figura 19).

**26** Să se verifice rezistența îmbinării, prin sudură de colț, din fig. 20. Se cunosc :  $F = 4500 \text{ daN}$ ,  $L = 150 \text{ mm}$ ,  $b = 100 \text{ mm}$ ,  $a = 10 \text{ mm}$ ,  $D = 100 \text{ mm}$ ,  $\sigma_{at} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ .

## Rezolvare :

Cordonul de sudură este solicitat la forfecare, încovoiere și răsucire. Se calculează efortul unitar efectiv de forfecare :

$$\tau_{fs} = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{\pi(D + a)a} =$$

$$= \frac{4500}{3,14(10 + 1)1} = 130 \text{ daN/cm}^2.$$

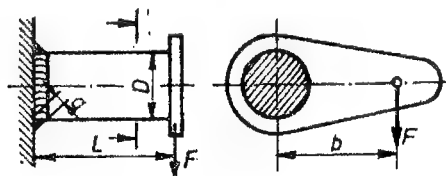


Fig. 20

Efortul unitar efectiv de încovoiere este :

$$\sigma_{ts} = \frac{M_t}{W_s} = \frac{FL}{\frac{\pi}{64} [(D + 2a)^4 - D^4] \frac{1}{D + 2a}} = \frac{4500 \cdot 15}{\frac{3,14}{64} [(10 + 2 \cdot 1)^4 - 10^4] \frac{1}{10 + 2 \cdot 1}} =$$

$$= 769 \text{ daN/cm}^2,$$

iar efortul unitar efectiv de răsucire :

$$\tau_{ts} = \frac{M_t}{W_{ps}} = \frac{Fb}{\frac{\pi}{32} [(D+2a)^4 - D^4] \frac{1}{\frac{D+2a}{2}}} = \frac{4\,500 \cdot 10}{\frac{3,14}{32} [(10+2 \cdot 1)^4 - 10^4] \frac{1}{\frac{10+2 \cdot 1}{2}}} =$$

$$= 256 \text{ daN/cm}^2.$$

În final, se determină efortul unitar echivalent :

$$\sigma_{es} = \sqrt{\sigma_{is}^2 + (\tau_{fs} + \tau_{ts})^2} = \sqrt{769^2 + (130 + 256)^2} = 860 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

$$\text{cu : } \sigma_{as} = |\tau_{afs}| = 0,65 \quad \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2.$$

**27** Cadrul metalic al unei macarale este realizat din profile *I* 40, îmbinate prin sudură (fig. 21, *a*). Forțele care încarcă acest cadru fiind  $F_1 = 10^5 \text{ daN}$  și  $F_2 = 10^4 \text{ daN}$ , să se verifice îmbinările sudate, știind că materialul profilelor și al tablelor este OL 37, iar înălțimea cordoanelor de sudură  $a = 10 \text{ mm}$ .

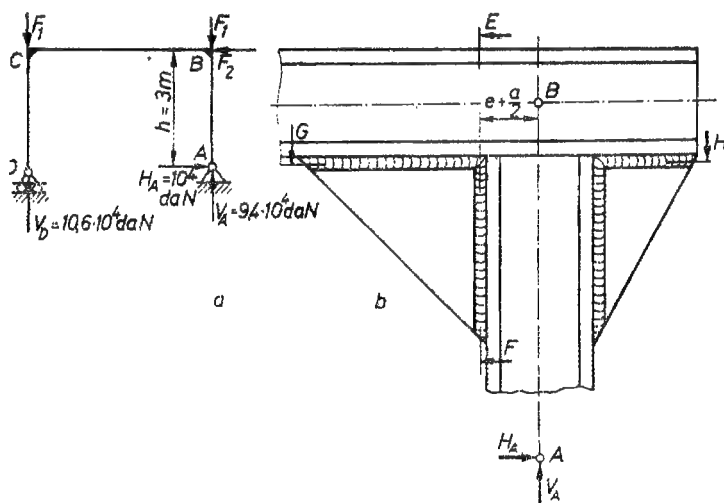


Fig. 21

### Rezolvare :

Eforturile maxime apărind în punctul *B* al cadrului, verificările se vor efectua pentru sudurile care solidarizează elementele cadrului în acest punct (fig. 21, *b*).

a) Verificarea sudurilor din secțiunea *E — F* (fig. 22).



Se consideră că întreg efortul de încovoiere este preluat de această secțiune, pentru care :

$$y_G = \frac{-A_I e_1 + 2l_s a \frac{l_s}{2}}{A_I + 2l_s a} = \frac{-118 \cdot 20 + 2 \cdot 78 \cdot 1 \cdot \frac{78}{2}}{118 + 2 \cdot 78 \cdot 1} = 13,6 \text{ cm};$$

$$y_{max} = l_s - y_G = 78 - 13,6 = 64,4 \text{ cm};$$

$$I_z = I_I + A_I(y_G + e_1)^2 + 2 \frac{al_s^3}{12} + 2al_s \left( \frac{l_s}{2} - y_G \right)^2 =$$

$$= 29210 + 118(13,6 + 20)^2 + 2 \frac{1 \cdot 78^3}{12} +$$

$$+ 2 \cdot 1 \cdot 78 \left( \frac{78}{2} - 13,6 \right)^2 = 342164 \text{ cm}^4;$$

$$W_z = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{342164}{64,4} = 5313 \text{ cm}^3;$$

$$\sigma_{1s} = \frac{M_{11}}{W_z} = \frac{H_A h}{W_z} = \frac{10^4 \cdot 3 \cdot 10^2}{5313} = 565 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{2s} = \frac{M_{12}}{W_z} = \frac{V_A \left( e + \frac{a}{2} \right)}{W_z} = \frac{9,4 \cdot 10^4 \left( 20 + \frac{1}{2} \right)}{5313} = 363 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{maxs} = \sigma_{1s} + \sigma_{2s} = 565 + 363 = 928 \text{ daN/cm}^2 \approx \sigma_{as} = 910 \text{ daN/cm}^2.$$

b) Verificarea sudurilor în secțiunea G - H (fig. 23)

$$x_G = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} = \frac{2l_{s1} a \left( e + \frac{l_{s1}}{2} \right) - 2l_{s2} a \left( e + \frac{l_{s2}}{2} \right)}{2l_{s1} a + 2l_{s2} a + 8l_{s3} a + 2ba} =$$

$$= \frac{2 \cdot 58 \cdot 1 \left( 20 + \frac{58}{2} \right) - 2 \cdot 28 \cdot 1 \left( 20 + \frac{28}{2} \right)}{2 \cdot 58 \cdot 1 + 2 \cdot 28 \cdot 1 + 8 \cdot 6 \cdot 1 + 2 \cdot 35 \cdot 1} = 13 \text{ cm};$$

$$I_z = 2 \frac{al_{s2}^3}{12} + 2al_{s2} \left( x_G + e + \right.$$

$$\left. + \frac{l_{s2}}{2} \right)^2 + 2 \frac{l_{s3} a^3}{12} +$$

$$+ 2l_{s3} a \left( x_G + e + \frac{a}{2} \right)^2 + 2 \frac{l_{s3} a^3}{12} +$$

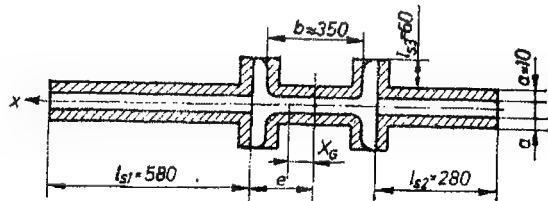


Fig. 23

$$+ 2l_{s3} a \left( x_G + \frac{b}{2} - \frac{a}{2} \right)^2 + 2 \frac{ab^3}{12} + 2ab x_G^2 + 2 \frac{l_{s3} a^3}{12} - 2l_{s3} a \left( \frac{b}{2} - x_G - \right.$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{a}{2})^2 + 2 \frac{l_{s3} a^3}{12} + 2 l_{s3} a \left( e - x_G + \frac{a}{2} \right)^2 + 2 \frac{a l_{s1}^3}{12} + 2 a l_{s1} \left( e - x_G + \frac{l_{s1}}{2} \right)^2 = \\
& = 2 \cdot \frac{1 \cdot 28^3}{12} + 2 \cdot 1 \cdot 28 \left( 13 + 20 + \frac{28}{2} \right)^2 + 2 \frac{6 \cdot 1^3}{12} + 2 \cdot 6 \cdot 1 \left( 13 + 20 + \right. \\
& \left. + \frac{1}{2} \right)^2 + 2 \cdot \frac{6 \cdot 1^3}{12} + 2 \cdot 6 \cdot 1 \left( 13 + \frac{35}{2} - \frac{1}{2} \right)^2 + 2 \cdot \frac{1 \cdot 35^3}{12} + 2 \cdot 1 \cdot 35 \cdot 13^2 + \\
& + 2 \cdot \frac{6 \cdot 1^3}{12} + 2 \cdot 6 \cdot 1 \left( \frac{35}{2} - 13 - \frac{1}{2} \right)^2 + 2 \frac{6 \cdot 1^3}{12} + 2 \cdot 6 \cdot 1 \left( 20 - 13 + \frac{1}{2} \right)^2 + \\
& + 2 \cdot \frac{1 \cdot 58^3}{12} + 2 \cdot 1 \cdot 58 \left( 20 - 13 + \frac{58}{2} \right)^2 = 354163 \text{ cm}^4;
\end{aligned}$$

$$x_{max} = l_{s1} + e - x_G = 580 + 200 - 130 = 650 \text{ mm};$$

$$x_1 = l_{s2} + e + x_G = 280 + 200 + 130 = 610 \text{ mm};$$

$$W_{Z \min} = \frac{I_Z}{x_{max}} = \frac{354163}{65} = 5449 \text{ cm}^3;$$

$$W_{Z1} = \frac{I_Z}{x_1} = \frac{354163}{61} = 5806 \text{ cm}^3.$$

Eforturile unitare în punctul  $G$  al secțiunii :

$$\sigma_{cs} = \frac{V_A}{\Sigma A_s} = \frac{9,4 \cdot 10^4}{290} = 324 \text{ daN/cm}^2; \Sigma A_s = \Sigma A_t;$$

$$\sigma_{i1s} = \frac{M_{i1}}{W_{Z \min}} = \frac{V_A x_G}{W_{Z \min}} = \frac{9,4 \cdot 10^4 \cdot 13}{5449} = 224 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{i2s} = \frac{M_{i2}}{W_{Z \min}} = \frac{H_A h}{W_{Z \min}} = \frac{1 \cdot 10^4 \cdot 3 \cdot 10^2}{5449} = 550 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_{fs} = \frac{H_A}{A_s} = \frac{1 \cdot 10^4}{290} = 35 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{es} &= \sqrt{(\sigma_{i1s} + \sigma_{i2s} - \sigma_{cs})^2 + \tau_{fs}^2} = \sqrt{(224 + 550 - 324)^2 + 35^2} = \\
&= 449 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as}.
\end{aligned}$$

Eforturile unitare în punctul *H* al secțiunii :

$$\sigma_{ts} = \frac{V_A}{\Sigma A_s} = \frac{9,4 \cdot 10^4}{290} = 324 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{t1s} = \frac{M_{t1}}{W_{z1}} = \frac{V_A x_G}{W_{z1}} = \frac{9,4 \cdot 10^4 \cdot 13}{5806} = 210 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{t2s} = \frac{M_{t2}}{W_{z1}} = \frac{H_A h}{W_{z1}} = \frac{10^4 \cdot 3 \cdot 10^2}{5806} = 517 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_{fs} = \frac{H_A}{\Sigma A_s} = \frac{10^4}{290} = 35 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma_{t1s} + \sigma_{t2s} + \sigma_{ts})^2 + \tau_{fs}^2} = \sqrt{(210 + 517 + 324)^2 + 35^2} = 1051 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{as},$$

cu :  $\sigma_{as} = 0,65$   $\sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-6).

În concluzie, sudura nu este bine dimensionată.

**28** Să se dimensioneze sudura, prin puncte, dintre două table (fig. 24). Se cunosc : grosimea tablelor  $s = 4 \text{ mm}$ , diametrul punctului de sudură  $d = 10 \text{ mm}$ , materialul tablelor OL 37. Îmbinarea se va calcula din condiția de egală rezistență a tablelor și a sudurii, impunându-se patru puncte de sudură pe un rînd.

### Rezolvare :

Distanța dintre două puncte de sudură (v. tabelul 5) este :

$$t = t' = 5d = 5 \cdot 10 = 50 \text{ mm.}$$

Forța care poate fi preluată de table, corespunzătoare distanței dintre două puncte de sudură :

$$F_1 = ts \sigma_{at} = 5 \cdot 0,4 \cdot 1400 = 2800 \text{ daN.}$$

Numărul necesar de rînduri de puncte de sudură :

$$n_1 = \frac{F_1}{\frac{\pi d^2}{4} \tau_{af s}} = \frac{2800}{\frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 910} \approx 4.$$

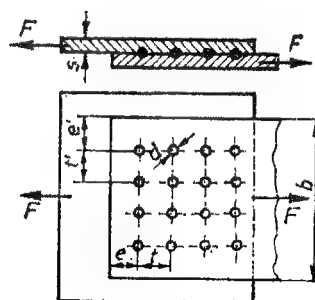


Fig. 24

Distanțele de la marginea tablei la punctele de sudură extreme (v. tabelul 5) :

$$e' = e = 3d = 3 \cdot 1 = 3 \text{ cm.}$$

Lăţimea tablei, pentru cazul a patru puncte de sudură pe un rînd :

$$b = 3t' + 2e' = 3 \cdot 5 + 2 \cdot 3 = 21 \text{ cm.}$$

Forţa totală care poate fi preluată de îmbinare :

$$F = 4F_1 = 4 \cdot 2800 = 11200 \text{ daN.}$$

**29** Pe un cornier este sudată, prin puncte, o platbandă, folosită la fixarea unui arc de tracţiune (fig. 25). Se cunosc :  $F = 75$  daN,  $s = 3$  mm,  $d = 6$  mm,  $t = 15$  mm,  $d_0 = 5$  mm, materialul pieselor îmbinate OL 37. Să se determine : forţa pe care o poate prelua platbanda

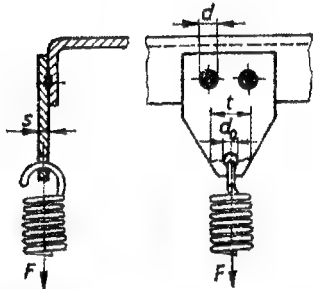


Fig. 25

și forţa pe care o pot prelua punctele de sudură ; poate sudura să preia o forţă egală cu forţa capabilă a platbandei ? Care este efortul ce apare în sudură cînd aceasta este solicitată de o forţă egală cu forţa din arc ?

### Rezolvare :

Forţa pe care o poate prelua platbanda este :

$$F'_{cap} = s(t - d_0) \sigma_{at} = 0,3(1,5 - 0,5)1400 = 420 \text{ daN,}$$

iar forţa pe care o poate prelua sudura :

$$F''_{cap} = n \frac{\pi d^2}{4} \tau_{af s} = 2 \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cdot 910 = 514 \text{ daN.}$$

$F''_{cap} = 514 \text{ daN} > F'_{cap} = 420 \text{ daN}$ , deci sudura poate prelua o forţă mai mare comparativ cu platbanda.

Efortul unitar din sudură, datorat forţei din arc (v. tabelul 5) :

$$\tau_{fs} = \frac{F}{n \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{75}{2 \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4}} = 133 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af s},$$

cu :  $\tau_{af s} = 0,65 \cdot \sigma_{at} = 0,65 \cdot 1400 = 910 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-6).

**30** Să se verifice grinda tip cheson (fig. 26), confecţionată din table de oţel OL 37, sudată prin puncte şi să se dimensioneze îmbinarea, pentru dimensiunile şi sarcinile indicate în figura 26. Se vor analiza două variante de realizare a secţiunii (fig. 27, a şi b).

### Rezolvare :

*Varianta I* (v. fig. 27, a). Momentul de inerţie şi modulul de rezistenţă al secţiunii :

$$I_z = \frac{BH^3}{12} - \frac{b(H-2h)^3}{12} - 2 \frac{\left(\frac{B-b}{2} - s\right) (H-2h-2s)^3}{12} =$$

$$= \frac{25 \cdot 40^3}{12} - \frac{15(40 - 2 \cdot 0,3)^3}{12} - 2 \frac{\left(\frac{25 - 15}{2} - 0,2\right)(40 - 2 \cdot 0,3 - 2 \cdot 0,2)^3}{12} =$$

$$= 9424 \text{ cm}^4;$$

$$W_z = \frac{I_z}{\frac{H}{2}} = \frac{9424}{\frac{40}{2}} = 471,2 \text{ cm}^3.$$

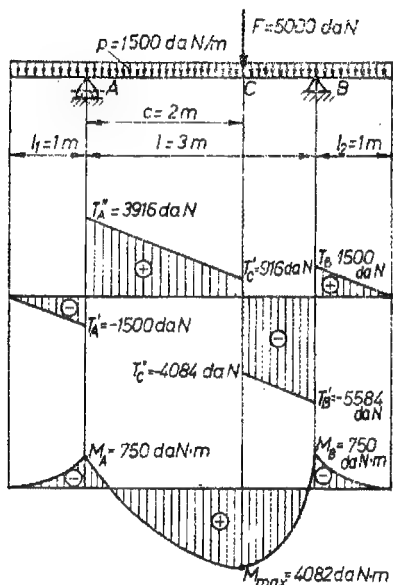


Fig. 26

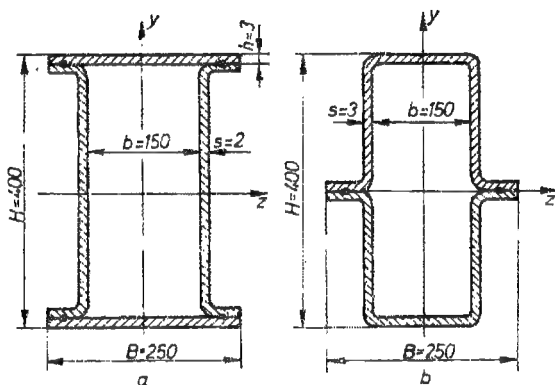


Fig. 27

Efortul unitar maxim din grindă :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_z} = \frac{408200}{471,2} = 866 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1400 \text{ daN/cm}^2.$$

Diametrul punctelor de sudură (v. tabelul 5)

$d = 1,2s + 4 \text{ mm} = 1,2 \cdot 2 + 4 = 6,4 \text{ mm}$ ; se adoptă  $d = 7 \text{ mm}$ .

Forța care poate fi preluată de către un punct de sudură :

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} \tau_{afs} = \frac{3,14 \cdot 0,7^2}{4} \cdot 910 = 350 \text{ daN}.$$

Distanța maximă dintre punctele de sudură :

$$t = \frac{F_1 I_z}{2 T_{max} s} = \frac{350 \cdot 9424}{2 \cdot 5584 \cdot 148,8} = 1,98 \text{ cm} \approx 20 \text{ mm},$$

unde :  $T_{max} = T'_B = 5584 \text{ daN}$ ;

$$S = Bh \frac{H - h}{2} = 25 \cdot 0,3 \frac{40 - 0,3}{2} = 148,8 \text{ cm}^3.$$

*Varianta II* (v. fig. 27, b). Momentul de inerție și modulul de rezistență al secțiunii

$$I_z = \frac{bH^3}{12} + \frac{(B - b)(2s)^3}{12} - \frac{(b - 2s)(H - 2s)^3}{12} = \frac{15 \cdot 40^3}{12} +$$

$$+ \frac{(25 - 15)(2 \cdot 0,3)^3}{12} - \frac{(15 - 2 \cdot 0,3)(40 - 2 \cdot 0,3)^3}{12} = 6605 \text{ cm}^4;$$

$$W_z = \frac{I_z}{\frac{H}{2}} = \frac{6605}{\frac{40}{2}} = 330 \text{ cm}^3.$$

Efortul unitar maxim din grindă :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_z} = \frac{408200}{330} = 1237 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a = 1400 \text{ daN/cm}^2.$$

Diametrul punctelor de sudură :

$$d = 1,2s + 4 \text{ mm} = 1,2 \cdot 3 + 4 = 7,6 \text{ mm}; \text{ se adoptă } d = 8 \text{ mm}.$$

Forța care poate fi preluată de către un punct de sudură :

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} \tau_{af s} = \frac{3,14 \cdot 0,8^2}{4} \cdot 910 = 457 \text{ daN}.$$

Distanța maximă dintre punctele de sudură :

$$t = \frac{F_1 I_z}{2 T_{max} s} = \frac{457 \cdot 6605}{2 \cdot 5584 \cdot 206} = 1,31 \text{ cm} \approx 13 \text{ mm},$$

unde :

$$T_{max} = T'_B = 5584 \text{ daN};$$

$$S = bs \frac{H - s}{2} + 2s \frac{\left(\frac{H}{2} - s\right)^2}{2} + (B - b - 2s) \frac{s^2}{2} = 15 \cdot 0,3 \frac{40 - 0,3}{2} +$$

$$+ 2 \cdot 0,3 \frac{\left(\frac{40}{2} - 0,3\right)^2}{2} + (25 - 15 - 2 \cdot 0,3) \frac{0,3^2}{2} = 206 \text{ cm}^3.$$

**31** Să se verifice cusăturile unui rezervor de aer (fig. 28), dacă diametrul rezervorului este  $D = 75 \text{ cm}$  și presiunea din rezervor  $p = 80 \text{ daN/cm}^2$ ; rezistența admisibilă a materialului de bază  $\sigma_{at} = 1600 \text{ daN/cm}^2$  și  $\varphi = 0,95$ .

## Rezolvare :

Grosimea tablei din care se confecționează rezervorul :

$$s = \frac{pD}{2\sigma_{at}\varphi} = \frac{80 \cdot 75}{2 \cdot 1600 \cdot 0,95} \approx 2 \text{ cm.}$$

Efortul unitar efectiv în cusătura longitudinală :

$$\sigma_s = \frac{pD}{2s} = \frac{80 \cdot 75}{2 \cdot 2} = 1500 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1600 \text{ daN/cm}^2 *).$$



Fig. 28

Efortul unitar efectiv în cusăturile transversale :

$$\sigma_s = \frac{pD}{4s} = \frac{80 \cdot 75}{4 \cdot 2} = 750 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1600 \text{ daN/cm}^2.$$

**32** Să se verifice rezistența îmbinării a două table, obținută prin sudură cap la cap. Se cunosc : lățimea tablelor  $l = 100 \text{ mm}$ , grosimea  $s = 10 \text{ mm}$ , momentul încovoietor care încarcă îmbinarea  $M_i = 1500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , materialul tablelor fiind OL 37.

**33** Ce forță tăietoare  $T$  este capabilă să preia îmbinarea prin sudură cap la cap, dintre două table cu  $l = 150 \text{ mm}$  și  $s = 12 \text{ mm}$  ? Materialul tablelor este OL 37.

**34** Să se dimensioneze — din condiția de egală rezistență — îmbinarea prin sudură de colț bilaterală dintre profilul  $L 40 \times 60 \times 6$ , STAS425-70 și o placă (fig. 29). Se cunosc : aria secțiunii profilului  $A = 5,68 \text{ cm}^2$ ,  $e_1 = 20 \text{ mm}$ ,  $e_2 = 40 \text{ mm}$ , materialul pieselor OL 37.

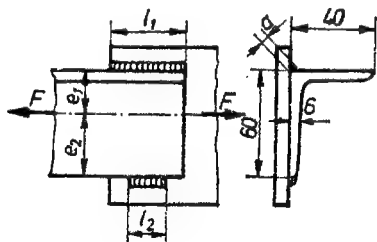


Fig. 29

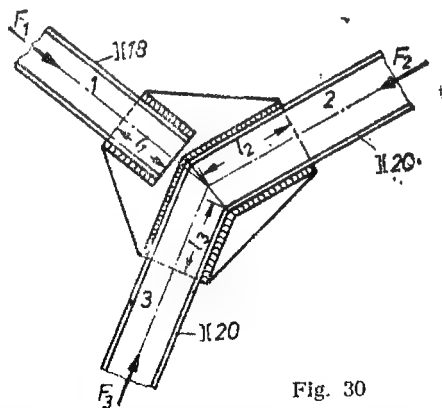


Fig. 30

**35** În fig. 30 este reprezentat nodul unei construcții metalice. Se cunosc :  $F_1 = 17500 \text{ daN}$ ,  $F_2 = 26000 \text{ daN}$ ,  $F_3 = 25500 \text{ daN}$ ,  $l_1 = 180 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 260 \text{ mm}$ ,  $l_3 = 220 \text{ mm}$ . Pentru fiecare element sînt folosite cîte

\*) În cazul construcției cazanelor se impune un control integral al cusăturilor cu raze X sau gama, fapt care permite considerarea rezistenței admisibile a cusăturii egală cu cea a materialului de bază.

două profile  $U$ , care sînt sudate — prin intermediul unui guseu — cu sudură de colț dreaptă. Să se verifice rezistența profilelor și a cusăturilor, pentru  $a = 7$  mm.

**36** În fig. 31 este reprezentată nodul unei grinzi, confecționate din OL 37, executat prin sudură de colț dreaptă. Să se determine eforturile

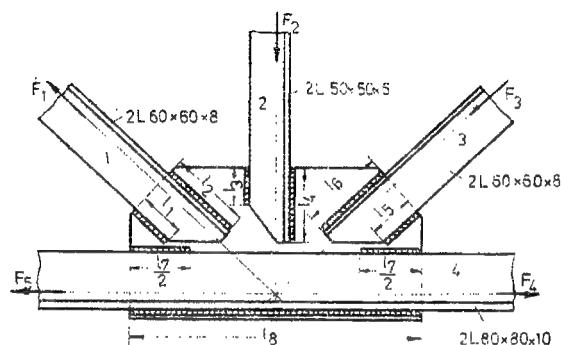


Fig. 31

unitare din elemente și să se calculeze lungimile necesare ale cordoanelor de sudură  $l_1 \dots l_8$ . Se cunosc:  $F_1 = 14000$  daN,  $F_2 = 4500$  daN,  $F_3 = 9000$  daN,  $F_4 = 37000$  daN,  $F_5 = 19500$  daN.

**37** Să se determine momentul încovoietor capabil a fi preluat de îmbinarea, prin sudură de colț bilaterală, dintre două table. Se cunosc:  $l = 110$  mm,  $l_1 = 150$  mm,  $s = 6$  mm, materialul tablelor OL 37.

**38** Să se verifice îmbinarea — prin sudură de colț bifrontală — dintre două table. Se cunosc:  $F = 1000$  daN,  $M_t = 500$  daN·cm,  $l = 180$  mm,  $l_1 = 250$  mm,  $s = 8$  mm,  $\sigma_{at} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>.

**39** Să se verifice îmbinarea prin sudură de colț combinată dintre un profil  $U$  26 și un guseu (fig. 32). Se cunosc:  $M_t = 15000$  daN·cm,  $l_1 = 180$  mm,  $l = 260$  mm,  $a = 7$  mm.

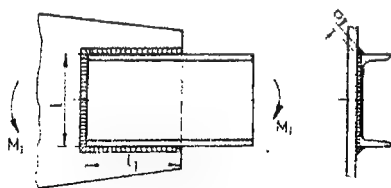


Fig. 32

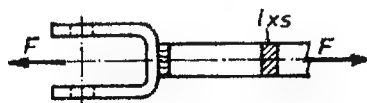


Fig. 33

**40** Pirghia de cuplare a unei frine (fig. 33), realizată prin sudură, este solicitată de o forță  $F = 1200$  daN. Se cunosc: dimensiunile secțiunii  $l \times s = 40 \times 6$  mm și înălțimea triunghiului de sudură  $a = 5$  mm. Să se verifice îmbinarea sudată.



**41** Cotul din figura 34, realizat prin sudură de colț, face parte dintr-o construcție metalică. Se cunosc :  $F_1 = 60 \text{ daN}$ ,  $F_2 = 80 \text{ daN}$ ,  $L_1 = 100 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 70 \text{ mm}$ ,  $a_1 = a_2 = 4 \text{ mm}$ ,  $l = 20 \text{ mm}$ ,  $s = 8 \text{ mm}$ ,  $d = 20 \text{ mm}$ . Să se calculeze : momentele încovoietoare din cusăturile sudate ; modulele de rezistență axiale ale sudurilor ; eforturile unitare echivalente din suduri, în cazul în care piesele sînt executate din OL 37.

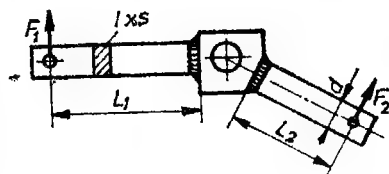


Fig. 34

**42** Să se verifice rezistența îmbinării — prin sudură de colț bilaterală — dintre discul și coroana unei roți dințate (v. fig. 19). Se cunosc :  $M_t = 40000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $D_2 = 250 \text{ mm}$ ,  $a_2 = 3 \text{ mm}$ .

**43** O roată de lanț (fig. 35) transmite un moment de torsiune  $M_t = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Poate îmbinarea sudată dintre roată și butucul acesteia să transmită momentul de torsiune dat ? Se cunosc :  $D_1 = 75 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 80 \text{ mm}$ ,  $a_1 = 5 \text{ mm}$ ,  $a_2 = 4 \text{ mm}$  ; materialul pieselor OL 37.

**44** La îmbinarea prin sudură, din figura 36, se cunosc :  $F = 100 \text{ daN}$ ,  $d = 6 \text{ mm}$ ,  $t = 15 \text{ mm}$ ,  $L = 30 \text{ mm}$ , materialul pieselor sudate OL 37. Să se calculeze : forța pe care o poate prelua un punct de sudură ; forța care revine unui punct de sudură, ca urmare a acțiunii forței  $F$  din arc ; efortul de forfecare din sudură, corespunzător forței  $F_1$ .

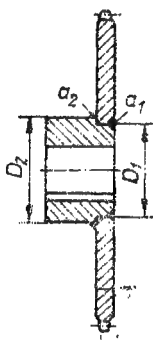


Fig. 35

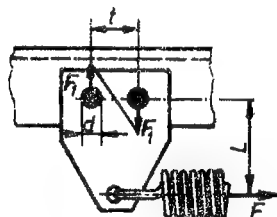


Fig. 36

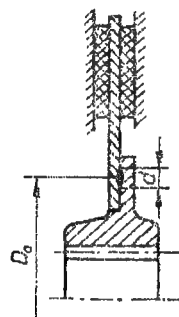


Fig. 37

**45** Îmbinarea dintre discul unui cuplaj intermitent cu fricțiune și butucul acestuia se realizează cu sudură prin puncte (fig. 37). Momentul de torsiune care trebuie transmis este  $M_t = 7500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Se cunosc :  $d = 5 \text{ mm}$ ,  $D_0 = 100 \text{ mm}$  ; materialul pieselor îmbinate OL 37. Să se determine numărul necesar de puncte de sudură.

# 3

## ÎMBINĂRI PRIN LIPIRE ȘI ÎNCLEIERE

Îmbinările prin lipire se realizează cu ajutorul unui metal sau aliaj de lipit; îmbinările prin încleiere sînt obținute prin lipirea cu adezivi sintetici.

### NOTAȚII FOLOSITE

- $b$  — lățimea lipiturii sau încleierii;
- $c$  — coeficient de siguranță;
- $D$  — diametrul suprafeței de lipire sau încleiere;
- $F, M_t$  — forța, respectiv momentul de torsiune care solicită îmbinarea lipită sau încleiată;
- $F_{cap}, M_{t\,cap}$  — forța axială, respectiv momentul de torsiune capabile a fi transmise de îmbinarea lipită sau încleiată;
- $l$  — lungimea lipiturii sau încleierii;
- $s$  — grosimea tablelor îmbinate;
- $\tau_f, \tau_{af}$  — efortul unitar de forfecare, respectiv rezistența admisibilă la forfecare a lipiturii sau încleierii.

### ELEMENTE DE CALCUL

Lipiturile metalice tari — și încleierile — se calculează la forfecare; secțiunea de calcul este suprafața de îmbinare, unde se interpune stratul de aliaj de lipit sau stratul de clei. Relațiile de calcul, pentru lipiturile frecvent întîlnite, sînt redată în tabelul 6.

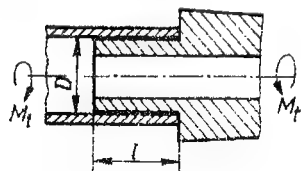
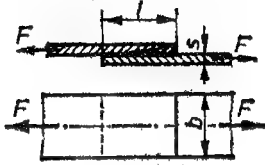
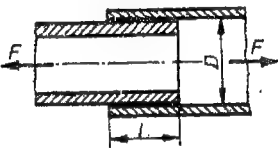



Fig. 38

În general — la proiectarea îmbinărilor lipite sau încleiate — se adoptă constructiv dimensiunile îmbinării, efectuîndu-se un calcul de verificare la forfecare (v. tabelul 6).

**46** Capul unei secole de burghiat este lipit de un con morse (fig. 38) cu un aliaj Cu-Zn (AmSiLp, STAS 204-68). Îmbinarea este solicitată de un moment de torsiune  $M_t = 1500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Cunoscînd  $D = 20 \text{ mm}$  și  $\tau_{af} = 500 \text{ daN/cm}^2$ , să se determine lungimea de suprapunere  $l$ .

Relațiile pentru calculul îmbinărilor lipite și încheiate [12, 13, 27]

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Elemente constructive
	$F_{cap} = bl\tau_{af}^*;$ $\tau_f = \frac{F}{bl} \leq \tau_{af};$ $l \geq \frac{F}{b\tau_{af}}.$	<p>Îmbinări lipite:</p> <p><math>l_{optim} \approx 12,5s</math> — pentru solicitări statice;  <math>l_{optim} \approx 25s</math> — pentru solicitări variabile;  <math>l_{optim} \approx 4s</math> — pentru îmbinări cu ecclise duble.</p> <p>Îmbinări încheiate:</p> <p><math>l_{optim} \approx 15s</math> — pentru solicitări statice, la îmbinări executate prin suprapunere directă;  <math>l_{optim} \approx 25s</math> — la lipirea tablelor pe profile cu aripi egale.</p>
	$F_{cap} = \pi D l \tau_{af};$ $\tau_f = \frac{F}{\pi D l} \leq \tau_{af};$ $l \geq \frac{F}{\pi D \tau_{af}}.$	$0,2 < \frac{l}{D} < 0,7$
	$M_{t\,cap} = \frac{1}{2} \pi D^2 l \tau_{af};$ $\tau_f = \frac{2M_t}{\pi D^2 l} \leq \tau_{af};$ $l \geq \frac{2M_t}{\pi D^2 \tau_{af}}.$	$0,2 < \frac{l}{D} < 0,7$

\*)  $\tau_{af}$  — pentru materialul de lipit poate fi luată în funcție de rezistența la rupere statică  $\tau_r$  a acestuia;

$\tau_{af} \approx 0,8 \frac{\sigma_r}{c}$ . Uzual  $c = 4 \dots 5$ . La lipituri tari, pe bază de aliaje cu zinc (AmSiLp, AmSnLp — STAS 204—68),  $\tau_{af} \leq 600$  daN/cm<sup>2</sup>, iar la cele pe bază de aliaje cu argint și cadmiu  $\tau_{af} = 600 \dots 800$  daN/cm<sup>2</sup>. La îmbinările prin încheiere,  $\tau_{af}$  este dat în tabelul AII-7.

**Rezolvare :**

Conform tabelului 6

$$l \geq \frac{2M_t}{\pi D^2 \tau_{af}} = \frac{2 \cdot 1500}{3,14 \cdot 2^2 \cdot 500} = 0,477 \text{ cm.}$$

Se adoptă  $l = 4,8$  mm. Raportul  $\frac{l}{D} = \frac{0,48}{2} = 0,24$  se încadrează în limitele  $0,2 \dots 0,7$  (v. tabelul 6).

**47** Să se calculeze lungimea de suprapunere pentru îmbinarea din fig. 39, realizată prin lipire cu un aliaj pe bază de alamă și argint, dacă  $F = 2000$  daN, lățimea tablelor  $b = 20$  mm, grosimea  $s = 2$  mm și  $\tau_{af} = 600$  daN/cm<sup>2</sup>. Îmbinarea este solicitată static.

### Rezolvare :

Lungimea de suprapunere (v. tabelul 6) este :

$$l = \frac{F}{2b \tau_{af}} = \frac{2000}{2 \cdot 2 \cdot 600} = 0,83 \text{ cm.}$$

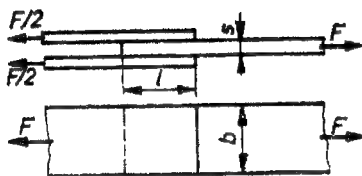


Fig. 39

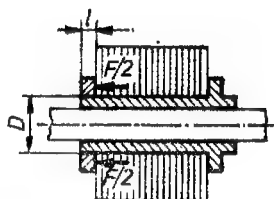


Fig. 40

Se adoptă  $l = 8,5$  mm. Raportul  $\frac{l}{s} = \frac{8,5}{2} = 4,25$  este apropiat de 4, valoare recomandată la îmbinarea cu eclise duble.

**48** Pe rotorul unui motor electric (fig. 40) — de dimensiuni mici — sînt montate șaibe, întregul pachet fiind fixat axial cu o șaibă frontală, îmbinată prin încheiere. La montaj, se realizează o forță de presare  $F = 300$  daN. Diametrul suprafeței de încheiat fiind  $D = 8$  mm, să se determine grosimea șabei de fixare  $l$ ; pentru lipire se folosește un adeziv epoxidic.

### Rezolvare :

Lungimea suprafeței de încheiat (grosimea șabei de fixare) este (v. tabelul 6):

$$l = \frac{F}{\pi D \tau_{af}} = \frac{300}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 480} \approx 0,25 \text{ cm,}$$

unde:  $\tau_{af} = 480$  daN/cm<sup>2</sup> (v. tabelul AII-7).

**49** Șaiba unei mufe de cuplare — din fontă — este fixată prin lipire de o roată dințată, din oțel (fig. 41). Se cunosc:  $D = 70$  mm,  $l = 50$  mm și rezistența admisibilă la forfecare a cleiului  $\tau_{af} = 230$  daN/cm<sup>2</sup>. Să se determine momentul de torsiune pe care îl poate transmite îmbinarea.

## Rezolvare :

Conform tabelului 6,

$$M_{t_{cap}} = \frac{1}{2} \pi D^2 l \tau_{af} = \frac{1}{2} \cdot 3,14 \cdot 7^2 \cdot 5 \cdot 280 = 88514 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

**50** Două table, din oțel, sînt lipite cu adeziv, de tip epoxidic. Se cunosc : lățimea tablelor  $b = 50 \text{ mm}$ , lungimea de suprapunere  $l = 20 \text{ mm}$ . Să se stabilească forța pe care o poate prelua îmbinarea.

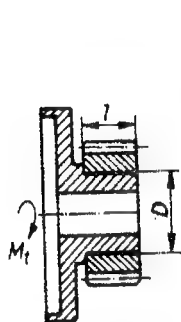


Fig. 41

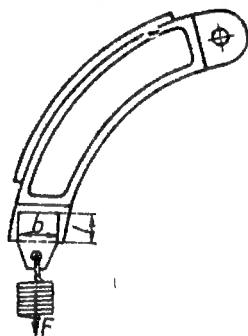


Fig. 42

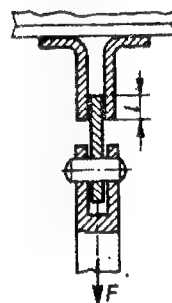


Fig. 43

**51** Două tuburi — din aluminiu — sînt îmbinate prin lipire cu adeziv sintetic de tip poliester C. Se cunosc : diametrul pe care se execută lipirea  $D = 50 \text{ mm}$ , lungimea de suprapunere  $l = 40 \text{ mm}$  și momentul de torsiune care solicită îmbinarea  $M_t = 500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Știind că temperatura de exploatare a tuburilor este de  $200^\circ\text{C}$ , să se verifice rezistența îmbinării.

**52** Suportul arcului de la sabotul unei frîne este fixat prin lipire (fig. 42). Cunoscînd lățimea lipiturii  $b = 2 \text{ cm}$ , rezistența admisibilă a cleiului  $\tau_{af} = 150 \text{ daN/cm}^2$  și forța dezvoltată de arc  $F = 750 \text{ daN}$ , să se determine lungimea necesară a lipiturii.

**53** Între două colțare (fig. 43) este lipită o platbandă cu care se realizează o articulație. Forța care solicită îmbinarea este  $F = 250 \text{ daN}$ . Care este lățimea necesară a pieselor — pentru a putea transmite întreaga sarcină — dacă lungimea de suprapunere este  $l = 10 \text{ mm}$  și rezistența admisibilă a lipiturii  $\tau_{af} = 200 \text{ daN/cm}^2$ ?

# 4

## ASAMBLĂRI PRESATE

Asamblările presate sînt asamblări prin strîngere elastică, realizate prin introducerea forțată — axială — a unei piese în cealaltă. Stringerea reciprocă a pieselor asamblate apare ca urmare a deformațiilor elastice ale acestora, deformații datorate diferențelor de dimensiuni. Piesa cuprinsă — arborele — și piesa cuprinzătoare — butucul — formează un ajustaj presat, asamblarea executîndu-se pe baza toleranțelor prevăzute în standarde.

### NOTAȚII FOLOSITE

- $d$  — diametrul nominal al ajustajului presat;
- $d_1, d_2$  — diametrul interior al piesei cuprinse (arborele), respectiv diametrul exterior al piesei cuprinzătoare (butucul);
- $d_{a\max}, d_{a\min}$  — diametrul maxim, respectiv minim al arborelui;
- $d_{b\max}, d_{b\min}$  — diametrul maxim, respectiv minim al alezajului din butuc;
- $E_a, E_b$  — modulul de elasticitate al materialului arborelui, respectiv butucului (pentru oțel  $E = (2,1 \dots 2,2) 10^8$  daN/cm<sup>2</sup>; pentru fontă  $E = (1,2 \dots 1,6) 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>; pentru bronz  $E = (1 \dots 1,1) 10^6$  daN/cm<sup>2</sup>);
- $F_a$  — forța axială de transmis;
- $l$  — lungimea de contact dintre piese;
- $M_t$  — momentul de torsiune de transmis;
- $p_{cr a}, p_{cr b}$  — presiunea de contact — la care apare curgerea plastică — a materialului arborelui, respectiv butucului (presiuni critice);
- $p_{med}$  — presiunea de contact medie, realizată de ajustajul ales;
- $R_{a\max}, R_{b\max}$  — înălțimea maximă a neregularităților suprafeței arborelui, respectiv butucului;
- $S_{cr a}, S_{cr b}, S_{cr\min}$  — strîngerea critică pentru arbore, respectiv pentru butuc și strîngerea critică minimă;
- $S_d$  — corecție care ține seama de deformațiile elastice radiale ale pieselor asamblate, sub acțiunea sarcinilor exterioare;
- $S_{\max}, S_{\min}, S_{med}$  — strîngerea maximă, minimă, respectiv medie a ajustajului ales;
- $S_n$  — corecție care ține seama de faptul că neregularitățile existente pe suprafețele pieselor înainte de montare se distrug în timpul presării;

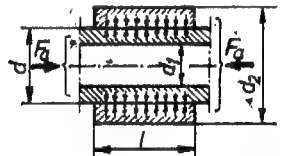
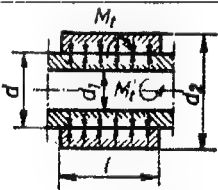
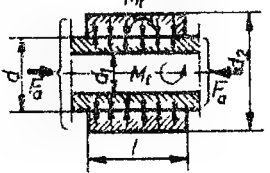
- $S_t$  — corecție pentru compensarea efectului dilatațiilor termice diferite, ce apar în timpul funcționării, la piesele asamblate;  
 $t_a, t_b$  — temperatura de funcționare a arborelui, respectiv butucului;  
 $t_0$  — temperatura mediului ambiant;  
 $\alpha_a, \alpha_b$  — coeficientul de dilatație termică liniară al materialului arborelui, respectiv butucului;  
 $\mu, \mu_d, \mu_p$  — coeficientul de frecare de alunecare, coeficientul de frecare la drepresare, respectiv la presare;  
 $\nu_a, \nu_b$  — coeficientul de contracție transversală (Poisson) al materialului arborelui, respectiv butucului (pentru oțel  $\nu = 0,3$ ; pentru fontă  $\nu = 0,25$ ; pentru bronz  $\nu = 0,33$ );  
 $\sigma_{0.2a}, \sigma_{0.2b}$  — limitele de curgere ale materialului arborelui, respectiv butucului.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Presiunea necesară se determină — cu relațiile din tabelul 7, în funcție de solicitarea asamblării — din condiția ca sarcina exterioară să se transmită numai prin frecare.

Tabelul 7

Relațiile de calcul ale presiunii necesare [12, 13, 27, 40]

Schema de calcul	Relațiile de calcul
	$F_a \leq \mu \pi d l p;$ $p \geq \frac{F_a}{\mu \pi d l}.$
	$M_t \leq \frac{1}{2} \mu \pi d^2 l p;$ $p \geq \frac{2 M_t}{\mu \pi d^2 l}.$
	$\sqrt{\left(\frac{2 M_t}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \mu \pi d l p;$ $p \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{2 M_t}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\mu \pi d l}.$

În general, se cunosc dimensiunile pieselor de asamblat — arborele și butucul — inclusiv dimensiunile principale  $d$  și  $l$  ale suprafeței de contact. În caz contrar, se pot folosi următoarele recomandări :

$$\frac{l}{d} = 1 \dots 2; \quad \frac{d_2}{d} = 1,8 \dots 2,5; \quad \frac{d_1}{d} \geq 0,5,$$

cînd piesa cuprinsă (arborele) este tubulară.

Fiind date momentul de torsiune sau forța axială de transmis și adoptîndu-se materialele pieselor asamblate, calculul asamblării presate se recomandă a se desfășura conform metodicii prezentate în tabelul 8, în care dimensiunile s-au considerat în cm.

Tabelul 8

Metodica de calcul a asamblărilor presate [12,13,27,40]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Presiunea necesară, $p$	Se calculează cu relațiile din tabelul 7; $\mu$ se alege din tabelul A I—3
Stringerea necesară, $S$	$S = p \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) d \cdot 10^4 \text{ } [\mu\text{m}];$ $K_a = \frac{d^3 + d_1^3}{d^3 - d_1^3} \nu_a; \quad K_b = \frac{d_2^3 + d^3}{d_2^3 - d^3} \nu_b.$
Stringerea necesară corectată, $S_{cor}$	$S_{cor} = S + (S_n + S_t + S_d) \text{ } [\mu\text{m}];$ $S_n \approx 1,2 (R_{a_{max}} + R_{b_{max}}) \text{ } [\mu\text{m}];$ $R_{a_{max}} \text{ și } R_{b_{max}} \text{ din tabelul A I—4};$ $S_t = [\alpha_b (t_b - t_0) - \alpha_a (t_a - t_0)] d \cdot 10^4 \text{ } [\mu\text{m}].$ <p>Pentru <math>t_b = t_a = t_0</math>, rezultă <math>S_t = 0</math>.</p> <p>În general, <math>S_d = 0</math>.</p>
Alegerea ajustajului standardizat și a toleranțelor pieselor	<p>În funcție de <math>S_{cor}</math> și de <math>d</math>, se alege din standarde; tipul ajustajului cu stringere și toleranțele de execuție ale pieselor ce urmează să se asambleze;</p> $S_{max} = (d_{a_{max}} - d_{b_{min}}) \cdot 10^4 \text{ } [\mu\text{m}];$ $S_{min} = (d_{a_{min}} - d_{b_{max}}) \cdot 10^4 \text{ } [\mu\text{m}].$ <p>Este necesar ca <math>S_{min} &gt; S_{cor}</math>.</p> <p>Se poate admite ca</p> $S_{med} = (S_{min} + S_{max})/2 > S_{cor},$ <p>majoritatea asamblărilor rezultînd cu <math>S_{med}</math>.</p>



Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Presiunile critice de contact, $p_{cr}^*$	$p_{cr a} = \frac{1}{2} \sigma_{02 a} \frac{d^2 - d_1^2}{d^3} \text{ [daN/cm}^2\text{]};$ $p_{cr b} = \frac{1}{2} \sigma_{02 b} \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^3} \text{ [daN/cm}^2\text{]}.$
Stringerile critice corectate, $S_{cr}$	$S_{cr a} = S \frac{p_{cr a}}{p} + 1,2 (R_{a_{max}} + R_{b_{max}}) [\mu\text{m}];$ $S_{cr b} = S \frac{p_{cr b}}{p} + 1,2 (R_{a_{max}} + R_{b_{max}}) [\mu\text{m}].$ <p>Este necesar ca <math>S_{max} &lt; S_{cr min}</math>.</p>
Deformațiile diametrice ale pieselor asamblate, $\Delta^{**}$	<p>Pentru diametrul <math>d_1</math>:</p> $\Delta_1 = 2p_{med} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \cdot \frac{d_1}{E_a} \cdot 10^4 [\mu\text{m}].$ <p>Pentru diametrul <math>d_2</math>:</p> $\Delta_2 = 2p_{med} \frac{d^2}{d_2^2 - d^2} \cdot \frac{d_2}{E_b} \cdot 10^4 [\mu\text{m}].$
Forța necesară de presare, $F_p^{****}$	$F_p = \mu_p \pi d l p'_{med} \text{ [daN]};$ $\mu_p \text{ — din tabelul AI-3.}$
Efortul unitar maxim (de compresie) de la interiorul arborelui	$\sigma_{a max} = 2p_{med} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} < \sigma_{02 a}^{***};$ $p_{med} = \frac{S_{med} - S_n}{d \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right)} \cdot 10^4 \text{ [daN/cm}^2\text{]}.$
Efortul unitar maxim (de tracțiune) de la interiorul butucului	$\sigma_{b max} = p_{med} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} < \sigma_{02 b}^{***}.$
<p>*) La materialele care nu au limită de curgere, se înlocuiește <math>\sigma_{02}</math> cu rezistența la rupere <math>\sigma_r</math> a materialului respectiv.</p> <p>**) Aceste deformații nu trebuie să provoace defecțiuni — în funcționarea ansamblului din care face parte asamblarea — prin anularea jocurilor funcționale.</p> <p>***) Asamblările puternic solicate pot funcționa și cu deformații plastice, cu condiția să nu trebuiască demontate.</p>	
****)	$p'_{med} = \frac{S_{med}}{d \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right)} \cdot 10^4.$

54 Să se calculeze asamblarea presată dintre piulița și corpul unui eric cu șurub (fig. 44). Se cunosc : momentul din cupla elicoidală șurub-piuliță  $M_t = 3000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $d_2 = 102 \text{ mm}$ ;  $d = 72 \text{ mm}$ ;  $d_1 = 52 \text{ mm}$ ;  $l = 60 \text{ mm}$ ; materialul din care este executat corpul Fe 20, cu  $\sigma_r =$

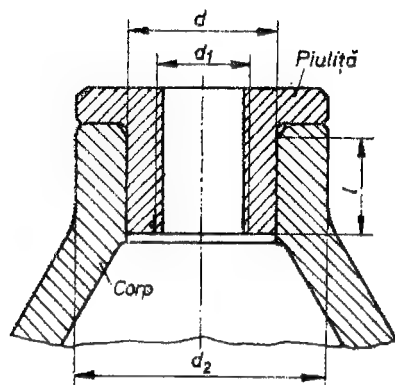


Fig. 44

$= 2000 \text{ daN/cm}^2$ ; materialul din care este executată piulița BzAl 9T, cu  $\sigma_{02} = 1000 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\mu = 0,05$ . Presarea se execută la rece, temperatura de exploatare fiind identică cu temperatura de montare.

### Rezolvare :

Se calculează presiunea de contact necesară (v. tabelul 7) :

$$p = \frac{2M_t}{\mu \pi d^2 l} = \frac{2 \cdot 3000}{0,05 \cdot 3,14 \cdot 7,2^2 \cdot 6} \approx \approx 123 \text{ daN/cm}^2.$$

Se calculează stringerea necesară (v. tabelul 8) :

$$S = p d \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) 10^4 = 123 \cdot 7,2 \left( \frac{2,85}{1,05 \cdot 10^6} + \frac{3,24}{1,3 \cdot 10^6} \right) 10^4 \approx 46 \text{ } \mu\text{m},$$

unde :

$$K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a = \frac{7,2^2 + 5,2^2}{7,2^2 - 5,2^2} - 0,33 = 2,85,$$

$$K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b = \frac{10,2^2 + 7,2^2}{10,2^2 - 7,2^2} + 0,25 = 3,24.$$

Se calculează stringerea necesară corectată (v. tabelul 8) :

$$S_{cor} = S + S_n = 46 + 24 = 70 \text{ } \mu\text{m},$$

unde :  $S_n \approx 1,2(R_{a\max} + R_{b\max}) = 1,2(10 + 10) = 24 \text{ } \mu\text{m}$ .

Considerînd că suprafețele pieselor se realizează printr-o strunjire de finisare, rezultă (v. tabelul AI-4) :  $R_{a\max} = R_{b\max} = 10 \text{ } \mu\text{m}$ ; corecția  $S_t = 0$ , corecția  $S_d$  neglijîndu-se. În funcție de stringerea corectată  $S_{cor}$  se alege un ajustaj\*) H6/t5, rezultînd toleranțele : pentru alezaj :  $\Phi 72^{+0,019}_0$  (STAS 8103-68); pentru arbore :  $\Phi 72^{+0,088}_{-0,075}$  (STAS 8102-68).

\*) Pentru realizarea asamblărilor presate se recomandă :

- ajustaje cu stringeri mari : H6/s5 ; H7/s6 ; H8/s7,
- ajustaje cu stringeri foarte mari : H6/t5 ; H7/t6,
- ajustaje cu stringeri extrem de mari : H6/u5 ; H7/u6 ; H8/u7.

Stringerea maximă și minimă a ajustajului ales :

$$S_{max} = (d_{a\ max} - d_{b\ min})10^4 = (7,2088 - 7,2)10^4 = 88\ \mu\text{m};$$

$$S_{min} = (d_{a\ min} - d_{b\ max})10^4 = (7,2075 - 7,2019)10^4 = 56\ \mu\text{m},$$

stringerea medie fiind

$$S_{med} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{88 + 56}{2} = 72\ \mu\text{m} > S_{cor} = 70\ \mu\text{m}.$$

Se calculează presiunile critice de contact

$$p_{cr\ a} = \frac{1}{2} \sigma_{02\ a} \frac{d^2 - d_1^2}{d^2} = \frac{1}{2} \cdot 1000 \frac{7,2^2 - 5,2^2}{7,2^2} \approx 239\ \text{daN/cm}^2;$$

$$p_{cr\ b} = \frac{1}{2} \sigma_{r\ b} \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2} = \frac{1}{2} \cdot 2000 \frac{10,2^2 - 7,2^2}{10,2^2} = 502\ \text{daN/cm}^2$$

și strîngerile critice corectate :

$$S_{cr\ a} = S \frac{p_{cr\ a}}{p} + S_n = 46 \frac{239}{123} + 24 \approx 113\ \mu\text{m};$$

$$S_{cr\ b} = S \frac{p_{cr\ b}}{p} + S_n = 46 \frac{502}{123} + 24 = 212\ \mu\text{m},$$

condiția  $S_{max} < S_{cr\ min}$  fiind îndeplinită.

Se calculează deformațiile elastice ale pieselor asamblate :

$$\Delta_1 = 2p_{med} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \cdot \frac{d_1}{E_a} \cdot 10^4 = 2 \cdot 128 \frac{7,2^2}{7,2^2 - 5,2^2} \cdot \frac{5,2}{1,05 \cdot 10^6} \cdot 10^4 \approx 26,5\ \mu\text{m};$$

$$\Delta_2 = 2p_{med} \frac{d^2}{d_2^2 - d^2} \cdot \frac{d_2}{E_b} \cdot 10^4 = 2 \cdot 128 \frac{7,2^2}{10,2^2 - 7,2^2} \cdot \frac{10,2}{1,3 \cdot 10^6} \cdot 10^4 \approx 20\ \mu\text{m},$$

cu :

$$p_{med} = \frac{S_{med} - S_n}{d \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) 10^4} = \frac{72 - 24}{7,2 \left( \frac{2,85}{1,05 \cdot 10^6} + \frac{3,24}{1,3 \cdot 10^6} \right) 10^4} =$$

$$= 128\ \text{daN/cm}^2.$$

Se calculează forța necesară de presare

$$F_p = \mu_p \pi d l p'_{med} = 0,07 \cdot 3,14 \cdot 7,2 \cdot 6 \cdot 192 = 1823 \text{ daN } (\mu_p = 0,07 \text{ — v. tabelul AI-3});$$

$$p'_{med} = \frac{S_{med}}{d \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) 10^4} = \frac{72}{7,2 \left( \frac{2,85}{1,05 \cdot 10^6} + \frac{3,24}{1,3 \cdot 10^6} \right) 10^4} = 192 \text{ daN/cm}^2.$$

Eforturile unitare maxime:

$$\sigma_{a \max} = 2p_{med} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} = 2 \cdot 128 \frac{7,2^2}{7,2^2 - 5,2^2} = 535 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ca} = 1000 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{b \max} = p_{med} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} = 128 \frac{10,2^2 + 7,2^2}{10,2^2 - 7,2^2} = 382 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{rb} = 2000 \text{ daN/cm}^2).$$

**55** Ce moment de torsiune poate prelua asamblarea presată, cilindrică, cu  $d = 100 \text{ mm}$  și  $l = 80 \text{ mm}$ ? Se cunosc:  $\mu = 0,08$  și presiunea de contact efectivă  $p = 60 \text{ daN/cm}^2$ .

**56** La o asamblare presată, la rece, a rezultat o stringere necesară  $S = 41,2 \text{ }\mu\text{m}$ . În cazul în care calitatea suprafețelor în contact este 3,2 (strunjire fină cu metal dur), care dintre ajustajele  $\Phi 70 \text{ H8/f8}$ ,  $\Phi 70 \text{ H8/j7}$ ,  $\Phi 70 \text{ H7/r6}$  poate fi folosit pentru realizarea asamblării?

**57** O asamblare presată este realizată cu un ajustaj  $\Phi 80 \text{ H8/s7}$ . Se cunosc:  $d_2 = 110 \text{ mm}$ ; materialul arborelui plin OL 50; materialul manșonului Bz 14 T;  $R_{a \max} = R_{b \max} = 3,2 \text{ }\mu\text{m}$ . Să se calculeze momentul de torsiune maxim — care poate fi transmis de asamblare — corespunzător unității de lungime. Se consideră  $\mu = 0,04$ .

**58** O asamblare presată, cu diametrul nominal  $d = 320 \text{ mm}$  și lungimea  $l = 400 \text{ mm}$ , trebuie să funcționeze în două regimuri: în primul caz transmite un moment de torsiune  $M_{I} = 2700000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , iar în al doilea — un moment de torsiune  $M_{II} = 2240000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  și o forță axială  $F_a = 70000 \text{ daN}$ . Care regim trebuie luat în considerare în calcul și care este presiunea ce trebuie realizată la montaj, dacă  $\mu = 0,14$ ?

**59** Să se calculeze asamblarea presată dintre un arbore și un levier (fig. 45); se va alege un ajustaj standardizat. Se cunosc:  $M_t = 5000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $d = 80 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 150 \text{ mm}$ ;  $l = 100 \text{ mm}$ ; materialul arborelui OL 50, iar al levierului OT 50;  $\mu = 0,08$ ;  $R_{a \max} = R_{b \max} = 6,3 \text{ }\mu\text{m}$ .

\*) Deoarece materialele fragile nu au limită de curgere, pentru corpul cricului s-a calculat stringerea la care intervine ruperea materialului (apariția de crăpături).

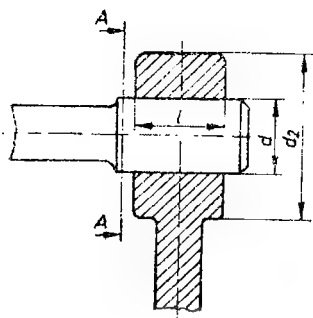


Fig. 45

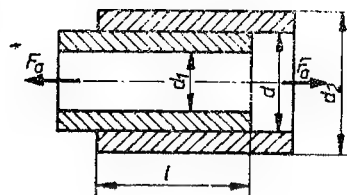


Fig. 46

**60** Să se calculeze asamblarea presată, dintre două tuburi cu pereți groși, solicitată de o forță axială (fig. 46). Se cunosc: forța axială  $F_a = 1000 \text{ daN}$ ;  $d = 100 \text{ mm}$ ;  $d_1 = 60 \text{ mm}$ ;  $d_2 = 150 \text{ mm}$ ;  $l = 120 \text{ mm}$ ; materialul tuburilor este OL 37;  $\mu = 0,09$ ;  $R_{a \max} = R_{b \max} = 3,2 \text{ } \mu\text{m}$ .

**61** Să se determine eforturile unitare maxime, care apar într-un butuc din fontă, presat pe un arbore plin — din oțel — cunoscându-se: diametrul alezajului butucului  $\Phi 150^{+0,118}_{-0,100} \text{ mm}$ , diametrul arborelui  $\Phi 150^{+0,118}_{-0,100} \text{ mm}$ ;  $d_2 = 300 \text{ mm}$ ;  $E_b = 1,3 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$  și  $E_a = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ ;  $R_{\max} = 10 \text{ } \mu\text{m}$ , pentru ambele piese asamblate. Să se compare  $\sigma_{b \max}$  cu  $\sigma_r$  al fontei.

**62** Stringerea realizată de un ajustaj presat, după ce s-a scăzut corecția datorată distrugerii neregularităților suprafețelor de contact  $S_n$ , este  $S = 10 \text{ d} [ \mu\text{m} ]^*$ ; practic, această stringere se poate obține prin sortare. Cunoscând efortul de torsiune din arbore  $\tau_t = 300 \text{ daN/cm}^2$ , să se determine coeficientul de siguranță cu care se transmite momentul de torsiune prin frecare. Diametrul exterior al butucului  $d_2 = 1,6 d$ , lungimea asamblării  $l = 1,25 d$ ,  $\mu = 0,12$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ .

**63** Pe arborele unei transmisii, este presată o roată dințată (fig. 47). Se cunosc:  $d = 45 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 75 \text{ mm}$ ,  $l = 60 \text{ mm}$ ,  $R_{a \max} = 3,2 \text{ } \mu\text{m}$ ,  $R_{b \max} = 3,2 \text{ } \mu\text{m}$ ,  $\mu = 0,09$ ,  $\sigma_{02a} = 3400 \text{ daN/cm}^2$  (OLC 45),  $\sigma_{02b} = 6000 \text{ daN/cm}^2$  (16 MC10). Se vor determina: stringerea minimă  $S_{\min}$  și maximă  $S_{\max}$ , corespunzătoare ajustajului  $\Phi 45 \text{ H7/r6}$ ; presiunea de contact, corespunzătoare stringerii minime,  $p_{\min}$ ; maxime  $p_{\max}$  și medii,  $p_{\text{med}}$ ; eforturile maxime din arbore  $\sigma_{a \max}$  și din butuc  $\sigma_{b \max}$ , corespunzătoare stringerii medii a ajustajului ales; forța de presare necesară  $F_p$ , corespunzătoare presiunii medii; momentul de torsiune capabil a fi transmis de asamblare  $M_{\text{cap}}$ , corespunzător stringerii medii ( $\mu_p = 0,1$ ).

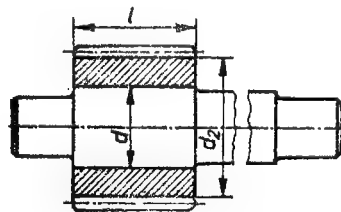


Fig. 47

**64** Pentru asamblarea unei coroane dințate — executată din oțel aliat — cu butucul respectiv — executat din fontă — se folosește presarea la rece (fig. 48). Se cunosc:  $M_t = 82000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $d = 500 \text{ mm}$ ,

\*)  $d$ , în cm.

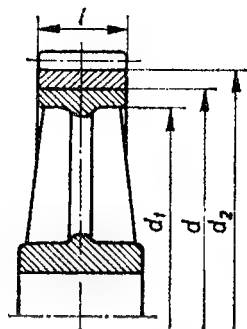


Fig. 48

$d_2 = 540 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 460 \text{ mm}$ ,  $l = 100 \text{ mm}$ ,  $R_{a \max} = 30 \mu\text{m}$ ,  $R_{b \max} = 20 \mu\text{m}$ ,  $\sigma_{02b} = 6700 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\sigma_{ra} = 2000 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\mu = 0,07$ . Să se calculeze: presiunea de contact necesară  $p$ ; strângerea necesară corectată  $S_{cor}$ ; presiunile critice de contact  $p_{cr a}$  și  $p_{cr b}$ ; strîngerile critice corectate  $S_{cr a}$  și  $S_{cr b}$ ; toleranțele pieselor, care să respecte strîngerea necesară corectată ( $S_{cor} < S_{min}$ ) și strîngerile critice corectate ( $S_{cr min} > S_{max}$ ); temperatura la care ar trebui încălzită coroana — dacă montarea s-ar executa la cald — în cazul strîngerii  $S_{max}$  a ajustajului ales și pentru  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ). Se consideră  $\alpha_b = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ grad}^{-1}$ .

**65** O roată, din fontă, este montată pe un arbore, din oțel, prin presare la rece. Se cunosc:  $d = 90 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 140 \text{ mm}$ ,  $l = 100 \text{ mm}$ ,  $R_{a \max} = 6,3 \mu\text{m}$ ,  $R_{b \max} = 6,3 \mu\text{m}$ ,  $\sigma_{02a} = 2700 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\sigma_{rb} = 2500 \text{ daN/cm}^2$ ,  $E_a = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ ,  $E_b = 1,3 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\mu = 0,08$ . Să se determine: strîngerea minimă și maximă, corespunzătoare ajustajului  $\Phi 90 \text{ H8/s7}^{**}$ ; strîngerea maximă, minimă și medie (efective); presiunile de contact corespunzătoare strîngerii minime, maxime și medii; momentul de torsiune capabil, corespunzător strîngerii medii; eforturile unitare maxime din piesele asamblate, corespunzătoare strîngerii medii; la o strîngere  $S = 50 \mu\text{m}$ , cu cît trebuie să fie răcit arborele de la temperatura  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ , pentru ca forța de presare să devină nulă? Se consideră  $\alpha_a = 0,85 \cdot 10^{-5} \text{ grad}^{-1}$  \*\*\*).

**66** O pîrghie din bronz este presată pe un arbore din oțel (fig. 49). Se cunosc:  $F = 40 \text{ daN}$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $L = 150 \text{ mm}$ ,  $d = 25 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 50 \text{ mm}$ ,  $l = 30 \text{ mm}$ ,  $R_{a \max} = R_{b \max} = 6,3 \mu\text{m}$ ,  $\sigma_{02a} = 2400 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\sigma_{02b} = 1700 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\mu = 0,05$ . Să se calculeze: momentul de torsiune la arbore; strîngerea minimă și maximă pentru ajustajul  $\text{H6/t5}$  (echivalente cu strîngerile corectate); strîngerea maximă și minimă, obținute după scăderea corecției  $S_n$ ; presiunea corespunzătoare strîngerii maxime; eforturile unitare maxime, corespunzătoare strîngerii maxime; este posibilă apariția acestor eforturi? Să se verifice dacă toleranțele alese sînt bune ( $M_{t \text{ cap}} \geq M_t$  — considerîndu-se, în acest calcul, presiunea medie); în caz contrar, să se aleagă toleranțele corespunzătoare.

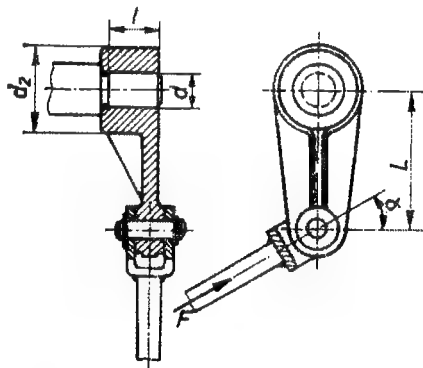


Fig. 49

\*)  $t = \frac{S_{max}}{\alpha_b d} 10^{-4} - t_0$ , în  $^\circ\text{C}$ ;  $d$ , în  $\text{cm}$ ; pentru a compensa răcirea piesei în timpul

montajului la temperatura calculată se adaugă  $50^\circ\text{C}$ .

\*\*) Aceste strîngeri sînt echivalente cu strîngerile corectate.

\*\*\*)  $t = t_0 - \frac{S}{\alpha_a d} 10^{-4}$ , în  $^\circ\text{C}$ ;  $d$ , în  $\text{cm}$ .

## NOTAȚII FOLOSITE

$A_s, A_p$	— aria secțiunii transversale a șurubului, respectiv aria secțiunii transversale a pieselor (care participă la preluarea sarcinii);
$c, c_s$	— coeficienți de siguranță;
$c_f$	— coeficientul de siguranță la flambaj;
$k_s, k_p$	— rigiditatea șurubului, respectiv a pieselor strinse;
$k_{sp}, k_{sc}$	— rigiditatea spirelor filetului piuliței, respectiv a capului șurubului;
$d, d_2, d_1$	— diametrele exterior, mediu și interior ale filetului;
$d_t$	— diametrul tijei nefiletate;
$D_m, R_m$	— diametrul mediu, respectiv raza medie a suprafeței de contact dintre piuliță și piesele strinse sau dintre capul șurubului și cupă;
$E_s, E_k, E_p$	— modulul de elasticitate al șurubului, piuliței și al pieselor strinse;
$F_0, F'_0$	— forța de prestrângere inițială, respectiv remanentă;
$h$	— grosimea spirei pe diametrul $d_1$ ;
$h_c$	— înălțimea capului șurubului;
$H_1$	— înălțimea activă a filetului;
$i$	— numărul suprafețelor de frecare;
$l, l_f$	— lungimea activă (de lucru) a șurubului, respectiv lungimea de flambaj;
$M_{t1}$	— momentul de răsucire sau momentul de frecare din cupla elicoidală;
$M_{tc}$	— momentul de frecare din cupă sau din capul șurubului;
$n, n_s,$	— numărul suprafețelor de forfecare, respectiv numărul șuruburilor din asamblare;
$p$	— pasul filetului;
$p_a^*, p_{amu}$	— presiunea admisibilă, pentru șuruburile de mișcare, respectiv pentru șuruburile de la mașinile-unelte;
$z$	— numărul de spire al piuliței;
$\alpha, \beta_m$	— unghiul filetului, respectiv unghiul mediu de înclinare a spirei;
$\beta, \beta_k$	— coeficientul de siguranță la alunecarea reciprocă a tablelor, respectiv coeficientul efectiv de concentrare;

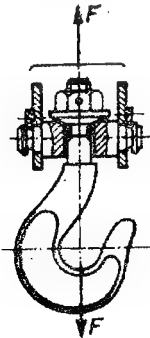
$\varepsilon, \gamma$	-- factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate a suprafeței;
$\mu$	-- coeficientul de frecare;
$\lambda, \lambda_0$	-- coeficientul de zveltețe, respectiv coeficientul critic;
$\chi$	-- coeficientul de rigiditate al asamblării;
$\xi$	-- coeficientul de siguranță la prestringere;
$\sigma_a, \sigma_m$	-- amplitudinea, respectiv efortul unitar mediu al ciclului variabil de solicitare;
$\sigma_{as}$	-- rezistența admisibilă la solicitarea de strivire;
$\sigma_p$	-- limita de proporționalitate a materialului;
$\sigma_{pr}$	-- efortul unitar de prestringere;
$\sigma_r(\tau_r), \sigma_{u2}$	-- rezistența la rupere, respectiv limita de curgere a materialului;
$\sigma_t, \sigma_{at}$	-- efortul unitar de tracțiune, respectiv rezistența admisibilă;
$\tau_{af}$	-- rezistența admisibilă la solicitarea de forfecare;
$\varphi, \varphi'$	-- unghiul de frecare, respectiv unghiul de frecare redus.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

*Șuruburi de fixare.* Asamblările prin șuruburi — solicitate static — se calculează în funcție de modul de acționare a sarcinii în raport cu axa șurubului, relațiile și recomandările necesare fiind prezentate în tabelele 9 și 10.

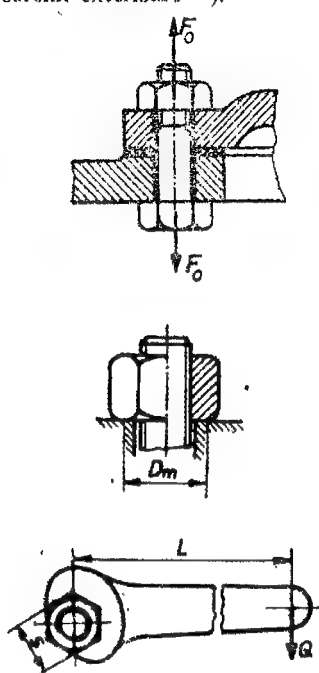
Tabelul 9

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul șuruburilor de fixare, solicitate axial, stufle [12, 13, 24, 27, 52].

Tipul șurubului Schema de solicitare	Relațiile de calcul. Recomandări	Rezistențe admisibile
<p>Șuruburi montate fără prestringere</p> 	$d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{F}{\sigma_{at}}}$ <p>Se alege — din STAS — diametrul <math>d_1</math> cel mai apropiat, imediat superior.</p> <p>Se efectuează verificarea rezistenței spirelor filetului — la forfecare — în următoarele cazuri [52]:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>— număr mic de spire;</li> <li>— diferență însemnată între rezistența materialelor șurubului și piuliței;</li> <li>— pentru filete cu <math>d/p &gt; 10 \dots 12</math>, cu relația <math>F \approx \pi d_1 h \tau_r</math> sau</li> </ul> $z = \frac{F}{\pi d_1 h \tau_r} \leq 10.$	<p><math>\sigma_{at} = 0,6 \sigma_{02}</math>;  <math>\sigma_{02}</math>, v. tabelul AII-8  <math>\tau_r = (0,6 \dots 0,7) \sigma_r</math> (pentru oțel);</p> <p><math>\tau_r = (0,65 \dots 0,75) \sigma_r</math> (pentru aliaje de Mg);</p> <p><math>\tau_r = (0,75 \dots 0,85) \sigma_r</math> (pentru aliaje de Al și titan);</p> <p><math>\sigma_r</math>, v. tabelul AII-8.</p>



Tabelul 9 (continuare)

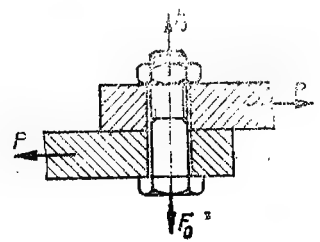
Tipul șurubului. Schema de solicitare	Relațiile de calcul. Recomandări	Rezistențe admisibile
<p>Șuruburi montate cu prestringere, nesolicitate de sarcini exterioare **).</p> 	<p>Se dimensionează șuruburile :</p> $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_0}{\pi \sigma_{at}}}$ <p>sau, se alege constructiv diametrul șuruburilor verificându-se</p> $\sigma_t = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_0}{\pi d_1^2} \leq \sigma_{at},$ <p>unde :</p> <p><math>F_0 = (0,4 \dots 0,6) \sigma_{02} \pi d_1^2 / 4</math>, pentru oțeluri aliate ;</p> <p><math>F_0 = (0,6 \dots 0,7) \sigma_{02} \pi d_1^2 / 4</math>, pentru oțeluri carbon.</p> <p>— Momentul necesar pentru stringerea șurubului (piuliței) :</p> $M_{tot} = M_{t1} + M_{t2},$ <p>unde :</p> $M_{t1} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi) ;$ $M_{t2} = F_0 \frac{D_m}{2} \mu_1 ; D_m \approx 1,4d.$ <p>— Forța care trebuie aplicată la cheia normală</p> $Q = \frac{M_{t2}}{L},$ <p>unde <math>L = (12 \dots 20) d</math>.</p>	<p><math>\sigma_{at} = \sigma_{02}/c ;</math></p> <p><math>\sigma_{02}</math>, v. tabelul AI-8 ;</p> <p><math>c</math>, v. tabelul AI-5.</p>

\*) S-a luat în considerare și solicitarea suplimentară de răsucire care apare la montaj.

\*\*) Se folosesc, de exemplu, la : asamblarea carcaselor reductoarelor, a capacelor recipientelor de joasă presiune, la fixarea pompei de ulei de carterul motorului cu ardere internă etc.

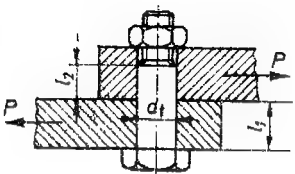
Tabelul 10

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul șuruburilor de fixare, solicitate static de sarcini transversale [12, 13, 24, 27, 52].

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Recomandări. Rezistențe admisibile
<p>Șuruburi montate cu joc</p> 	$F_0 = \beta \frac{P}{\mu i} ;$ $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_0}{\pi \sigma_{at}}}$	<p><math>\beta = 1,5 \dots 2 ;</math></p> <p><math>\mu = 0,1 \dots 0,15</math> — suprafețe prelucrate ;</p> <p><math>\mu = 0,2 \dots 0,25</math> — suprafețe neprelucrate ;</p> <p><math>\mu = 0,6</math> — peliculă de lubrifiant.</p> <p><math>\sigma_{at} = \sigma_{02}/c ;</math></p> <p><math>\sigma_{02}</math> — din tabelul AI-8 ;</p> <p><math>c</math> — din tabelul AI-5.</p>

\*) S-a luat în considerare și solicitarea suplimentară de răsucire, care apare la montaj.

Tabelul 10 (continuare)

Schema de solicitare	Relațiile de calcul	Recomandări Rezistențe admisibile
<p>Șuruburi montate fără joc (păsuite)</p> 	$P \leq \frac{\pi d_t^2}{4} n \tau_{af};$ $d_t \geq \sqrt{\frac{4 \cdot P}{\pi n \tau_{af}}}.$ <p>Se verifică:</p> $\sigma_s = \frac{P}{l_2 d_t} \leq \sigma_{as}$ <p>și</p> $\sigma_s = \frac{P}{l_1 d_t} \leq \sigma_{as}.$	$\tau_{af} = 0,4 \sigma_{02}$ — sarcini statice; $\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$ — sarcini variabile; $\sigma_{as} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_{02}.$

Metodica de calcul a șuruburilor montate cu prestrângere inițială — asupra cărora acționează și forța de exploatare  $P$  — este redată în tabelul 11. Asamblările prin șuruburi solicitate de sarcini variabile se montează cu prestrângere inițială, calculul acestora efectuându-se după metoda indicată în tabelul 11.

*Șuruburi de mișcare.* Relațiile și metoda de calcul a șuruburilor de mișcare sînt prezentate în tabelul 12.

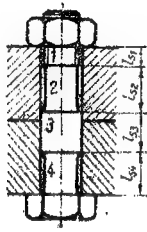
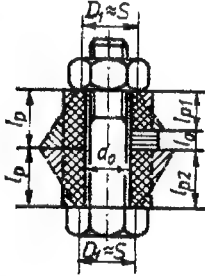
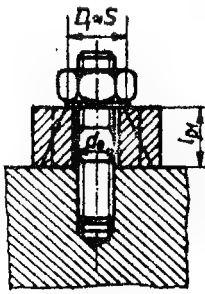
Tabelul 11

**Metodica și recomandările necesare pentru calculul șuruburilor de fixare — montate cu prestrângere — solicitate axial \*) [12,24,27,52].**

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Numărul de șuruburi	În funcție de construcția piesei și de posibilitățile de montare
Forța care acționează asupra unui șurub, $F$ .	Se stabilește forța exterioară care acționează asupra celui mai solicitat șurub din asamblare
Diametrul interior al filetului, $d_1$ .	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_s}{\pi \sigma_{at}}} \quad **)$ <p>sau <math>d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{F_s}{\sigma_{at}}}</math>,</p> <p>alegîndu-se în prealabil materialul și tratamentul termic necesar, în funcție de scopul și caracterul asamblării, precum și de tehnologia de prelucrare;</p> $\sigma_{at} = 0,6 \sigma_{02}; \sigma_{02}, \text{ v. tabelul A11--8.}$ <p>Se alege, din STAS, filetul standardizat.</p> <p><math>F_s</math> se determină conform indicațiilor din acest tabel, urmînd ca după dimensionare să se recalculeze coeficientul de rigiditate <math>\alpha</math> al asamblării</p>

\*) Asupra acestor șuruburi acționează și o forță de exploatare  $P$ ; se întîlnesc la asamblarea capacelor de la biele, la chiulasele motoarelor cu ardere internă, la capacele recipientelor de înaltă presiune, la flanșele conductelor cu presiune înaltă etc.

\*\*) Se folosește numai în cazul în care șuruburile se strîng sub sarcină.

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
<p>Rigiditatea șurubului, <math>k_s</math>.</p> 	<p>Șurubul cu cap hexagonal și șurub prizonier ***) — șuruburi lungi (<math>l \geq 6d</math>):</p> $k_s = \frac{E_s A_s}{l} \text{ — secțiune constantă;}$ $k_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{l_i}{E_s A_{si}}} \text{ — secțiune variabilă;}$ <p>— șuruburi scurte (<math>l &lt; 6d</math>) [52]</p> $k_s = \frac{1}{\frac{1}{E_s} \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{A_{si}} + \frac{1}{k_{sp}} + \frac{1}{k_{sc}}},$ <p>unde:</p> $k_{sp} = \frac{1}{0,95 \dots 0,80} Ed, \text{ pentru } \frac{d}{p} = 6 \dots 10;$ $k_{sp} = \frac{1}{0,80 \dots 0,70} Ed, \text{ pentru } \frac{d}{p} = 10 \dots 20;$ $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{E_s} + \frac{1}{E_k} \right]; \quad k_{sc} = \frac{l_c E_s}{0,15}.$
<p>Rigiditatea pieselor strinse, <math>k_p</math>.</p>  	<p>Asamblări cu șurub cu cap hexagonal și piuliță ***)</p> $k_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{l_{pi}}{E_{pi} A_{pi}}};$ $A_{pi} = \frac{\pi}{4} [(S + l_{pi} \operatorname{tg} \gamma)^2 - d_0^2].$ <p>Asamblări cu șurub prizonier ***)</p> $k_p = \frac{1}{\frac{l_p}{E_p A_p}}; \quad A_p = \frac{\pi}{4} [(S + l_{pi} \operatorname{tg} \gamma)^2 - d_0^2];$ <p><math>\gamma = 22^\circ \dots 27^\circ</math></p>
<p>***) Relațiile sînt valabile pentru <math>l_p &lt; d_0</math>.</p>	

Tabelul 11 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Forța de prestringere inițială, $F_0$	$F_0 = \xi F (1 - \kappa)$ , $\xi = 1,25 \dots 1,50$ , sarcini constante; $\xi = 2,5 \dots 4,0$ , sarcini variabile; $\kappa = \frac{k_s}{k_s + k_p} = 0,2 \dots 0,3$ , limita inferioară recomandându-se pentru șuruburile elastice. Se verifică: $F_0 \leq F_{0lim}$ ; $F_{0lim} \approx (0,4 \dots 0,6) \sigma_{02} \pi d_1^2 / 4$ , pentru oțeluri aliate. $F_{0lim} \approx (0,6 \dots 0,7) \sigma_{02} \pi d_1^2 / 4$ , pentru oțeluri carbon.
Forța de prestringere remanentă, $F'_0$	$F'_0 = F_0 - (1 - \kappa) F$ Pentru asigurarea etanșeității este necesar: $F'_0 > F'_{0min}$ ; $F'_{0min} = (0,25 \dots 0,5) F$ .
Forța totală pe șurub, $F_s$	$F_s = F_0 + \kappa F$ .
Efortul unitar de tracțiune $\sigma_t$	— în tija filetată;      — în tija nefiletată, numai dacă $d_t \leq d_1$ ; $\sigma_{t1} = \frac{4F_s}{\pi d_1^2}$ $\sigma_{t2} = \frac{4F_s}{\pi d_t^2}$ .
Momentul de răsucire, $M_{t1}$	$M_{t1} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi')$
Efortul unitar de răsucire, $\tau_t$	— în tija filetată;      — în tija nefiletată $\tau_{t1} = \frac{M_{t1}}{0,2 d_1^3}$ $\tau_{t2} = \frac{M_{t1}}{0,2 d_t^3}$ .
Efortul unitar redus, $\sigma_{red}$	$\sigma_{red 1,2} = \sqrt{\sigma_{t1,2}^2 + 3\tau_{t1,2}^2}$
Coefficientul de siguranță, în raport cu limita de curgere	— tija filetată      — tija nefiletată $c = 1,15 \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red 1}}$ ; $c = \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red 2}}$ ; valorile obținute se compară cu valorile indicate în tabelul AI-5
Înălțimea piuliței, $m$	În general, conform STAS: $m = 0,8 d$ .
Se verifică rezistența spirelor	Numerai în cazul piulițelor scurte, al piulițelor executate din materiale cu rezistență redusă sau în cazul asamblării tuburilor.
Amplitudinea $\sigma_a$ și efortul unitar mediu $\sigma_m$ , al ciclului de solicitare ****)	$\sigma_a = \frac{\kappa}{2} \frac{F}{A_s}$ ; $\sigma_m = \sigma_{pr} + \sigma_a$ ; $\sigma_{pr} = \frac{F'_0}{A_s} = \frac{4F'_0}{\pi d_1^2}$ .
Coefficientul de siguranță la oboseală, $c_\sigma$	Se determină numai pentru solicitările normale, cu una din relațiile indicate în tabelul AI-6 și se compară cu $c_{\sigma a}$ : $c_{\sigma a} = 1,5 \dots 2,5$ .

\*\*\*\*) Cel mai frecvent caz — întâlnit în practică — îl constituie variația forței exterioare după un ciclu pulsator.

## Metodica și recomandările necesare pentru calculul șuruburilor de mișcare [6, 7, 12, 13, 27]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
A. Șuruburile aparatelor de ridicat	
Tipul filetului	În funcție de condițiile impuse și de direcția forței se alege tipul (profilul) filetului. Se stabilește numărul de începuturi — unul, două sau mai multe — după tipul transmisiei
Diametrul interior al șurubului, $d_1$	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi \sigma_{at(c)}}}$ <p>În general :  <math>\sigma_{at(c)} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}</math>          Pentru OL 50 :          — <math>\sigma_{at(c)} = 400 \dots 600</math> daN/cm<sup>2</sup>, pentru <math>d_1 \leq 30</math> mm,          — <math>\sigma_{at(c)} = 600 \dots 800</math> daN/cm<sup>2</sup>, pentru <math>d_1 &gt; 30</math> mm.          Se standardizează filetul astfel ca <math>d_1 \geq d_{1 \text{ STAS}}</math>.</p>
Condiția de autofrinare	$\beta_m \leq \varphi'; \beta_m = \arctg \frac{p}{\pi d_2}; \mu - \text{v. tabelul A1 - 7}$ $\varphi' = \arctg \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$
Se verifică șurubul la sollicitare compusă, $\sigma_{red}$ .	$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{lt(c)}^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{at(c)}$ $\sigma_{lt(c)} = \frac{4F}{\pi d_1^2}; \tau_t = \frac{M_{tot}}{0,2 d_1^3};$ $M_{tot} = M_{tt} + M_{tc}; \begin{cases} M_{tt} = F \frac{d_2}{2} \lg(\beta_m + \varphi'); \\ M_{tc} = \mu R_m F. \end{cases}$
Coeficientul de zveltețe, $\lambda$	<p>Se efectuează un calcul de stabilitate (flambaj), în cazul în care <math>l_f \geq 10 d_1</math>;  <math>l_f</math> — în funcție de modul de rezemare a capetelor șurubului (v. fig. A1-1).          Se calculează</p> $\lambda = \frac{l_f}{i}; \left\{ i = \sqrt{\frac{I}{A_s}}; I = \frac{\pi d_1^4}{64} \left( 1 + \frac{d}{d_1} \right) \right.$ <p>Dacă <math>\lambda &gt; \lambda_0</math>, se determină: <math>c_f = \frac{\pi^2 EI}{F l_f^2} = 3 \dots 5</math>;</p> <p>Dacă <math>\lambda &lt; \lambda_0</math>, se determină: <math>c_f = \frac{\sigma_f}{\sigma_{02}} = 3 \dots 5</math>;</p> <p>unde: <math>\sigma_f = 3100 - 11,4\lambda</math>, pentru OL 37;  <math>\sigma_f = 3350 - 6,2\lambda</math>, pentru OL 50.</p> $\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi E}{\sigma_p}}$

Tabelul 12 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Numărul de spire, $z$	$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)p_a^*} < 10; p_a^*, \text{ din tabelul AI-7.}$ <p>Se verifică spira filetului :</p> $\sigma_t = \frac{3}{\pi} \frac{FH_1}{d_1 h^2 z} < \sigma_{at}; \tau_f = \frac{F}{\pi d_1 h z} < \tau_{af}.$ <p><math>h \approx 0,85 p</math> — filet trapezoidal ; <math>h \approx 0,5 p</math> — filet patrat ;  <math>\sigma_{at} = (0,3 \dots 0,5) \sigma_{02}</math>.</p>
Înălțimea pialței, $m$	$m = zp$
Se determină celelalte elemente constructive, în funcție de tipul mecanismului sau aparatului de ridicat.	
B. Șurubul conducător de la mașinile-unelte	
Sarcina $F$	Se calculează conform metodelor folosite la calculul mașinilor-unelte sau este indicată în temă.
Pasul și numărul de începuturi	Se determină din considerente cinematice, la mașina — unealtă respectivă.
Diametrul mediu al filetului, $d_2$	<p>Se calculează din considerente de uzură</p> $d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_m \psi_t p_a m u}}; \begin{cases} \psi_t = \frac{H_1}{p} = 0,5 - \text{filet trapezoidal} \\ \psi_m = \frac{m}{d_2} = 3 \pm 0,5. \end{cases}$ <p><math>p_a m u</math> — v. tabelul AII-9.  Din STAS — în funcție de <math>d_2</math> calculat — se aleg elementele principale ale filetului.</p>
Verificarea rezistenței la solicitări compuse, $\sigma_{rel}$ :	$\sigma_{rel} = \sqrt{\sigma_{t(c)}^2 + 4\tau_t^2} < \sigma_{at(c)}, \text{ la fel ca la șuruburile de la cricuri.}$ <p>Observație : Verificarea este obligatorie în cazul șuruburilor puternic solicitate : forțe de tracțiune (compresiune) și momente de răsucire mari.</p>
Verificarea la flambaj, $c_f$	<p>Numai în cazul în care <math>l_f &gt; (7,5 \dots 10) d_1</math>, la fel ca la șurubul de cric.  Se recomandă [7]</p> <p><math>c_f = 4,5 \dots 4</math>, pentru șuruburile verticale ;  <math>c_f \geq 4</math>, pentru șuruburile orizontale,  <math>c_f &lt; 4</math>, pentru șuruburile de la mașinile de frezat.</p>

Observație : Celelalte elemente se determină la fel ca la șuruburile aparatelor de ridicat.

La șuruburile cricurilor sau aparatelor de ridicat este necesară respectarea condiției de autofrînare ( $\beta_m < \varphi'$ ), la șuruburile mecanismelor de transmitere a mișcării fiind importantă obținerea unui randament bun.

La șuruburile conducătoare, de la mașinile-unelte, se folosește — în majoritatea cazurilor — filetul trapezoidal; pentru șuruburile de precizie se recomandă întrebuințarea filetului pătrat.

În ceea ce privește alegerea tipului de filet se pot da următoarele recomandări: în cazul unor forțe de valoare medie și de direcție constantă se poate folosi filetul pătrat, care are și un randament mare; dacă valoarea forței este mare, iar direcția acesteia este variabilă, se recomandă întrebuințarea filetului trapezoidal, care are, însă, un randament mai mic — cu 4...5% — comparativ cu filetul pătrat; filetul ferăstrău se întrebuințează în cazul unor forțe mari, de direcție constantă, având același randament ca filetul pătrat.

**67** Să se determine forța — la cheia fixă normală — necesară pentru strângerea șuruburilor M10, de la carcasa unui reductor, forța axială necesară pe șurub fiind  $F_0 = 200$  daN. Lungimea cheii este  $L = 15$  d, iar coeficienții de frecare  $\mu = 0,11$  și  $\mu_1 = 0,16$ .

### Rezolvare :

Se determină momentul total de strângere care trebuie învins de forța aplicată la cheie  $M_{tot}$  (v. tabelul 9):

$$M_{tot} = F_0 \left[ \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 R_m \right] = 200 \left[ \frac{0,9}{2} 0,176 + 0,16 \cdot 0,7 \right] = 38,2 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

în această relație, s-au introdus următoarele valori, alese din STAS sau calculate:  $d_2 = 0,9$  cm;  $\operatorname{tg} \beta_m = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{0,15}{3,14 \cdot 0,9} = 0,053$ , deci  $\beta_m = 3^\circ$ ;

$$\varphi' = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{0,11}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 7^\circ; \quad \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = \operatorname{tg} 10^\circ = 0,176;$$

$$D_m = 2R_m = 1,4 \text{ d},$$

rezultînd  $R_m = 0,7$  cm.

Se calculează forța aplicată la cheie:

$$Q = \frac{M_{tot}}{L} = \frac{38,2}{15 \cdot 1} = 2,54 \text{ daN}.$$

**68** Sistemul de antrenare al pînzei unui ferăstrău circular — cu diametrul exterior  $D = 600$  mm — este indicat în fig. 50. Se cunosc: forța de tăiere necesară  $F = 32$  daN, coeficientul de frecare dintre discuri  $\mu = 0,5$ , diametrul mediu al suprafețelor de frecare  $D_m = 135$  mm;  $\beta = 1,6$ . Să se dimensioneze capul filetat al axului.

## Rezolvare :

Din momentul de torsiune  $M_t$  — care acționează asupra ferăstrăului — se determină forța de frecare  $F_1$  care acționează pe suprafața dintre cele două discuri :

$$M_t = F \frac{D}{2} = F_1 \frac{D_m}{2} ; F_1 = \frac{D}{D_m} F.$$

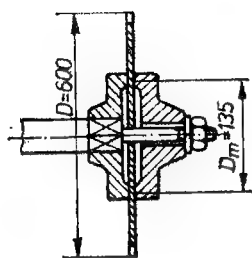


Fig. 50

sau

În funcție de această forță de frecare, se stabilește forța de prestringere a capului filetat :

$$F_0 = \beta \frac{F_1}{\mu},$$

diametrul acestuia calculându-se — din condiția de rezistență la întindere — cu relația (v. tabelul 9) :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_0}{\pi \sigma_{at}}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 D F \beta}{D_m \mu \pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 60 \cdot 32 \cdot 1,6}{13,5 \cdot 0,15 \cdot 3,14 \cdot 1000}} = 1,58 \text{ cm},$$

adoptându-se  $\sigma_{at} = \sigma_{02}/3 = 30/3 = 10 \text{ daN/mm}^2$  (OLC 35, STAS 880-66), conform tabelului AII-8. În concluzie, este necesară filetarea capului cu M20.

69 Să se determine în care ipoteză de asamblare — șuruburi montate cu joc sau șuruburi păsuite — se obține cel mai mic diametru al șuruburilor de fixare a celor două semicuple, ale unui cuplaj cu flanșă (fig. 51). Se cunosc : diametrul de dispunere al șuruburilor

$$D_0 ; \sigma_{at} = 0,6 \sigma_{02} ; \tau_{af} = 0,25 \sigma_{02} ; \mu = 0,18.$$

## Rezolvare :

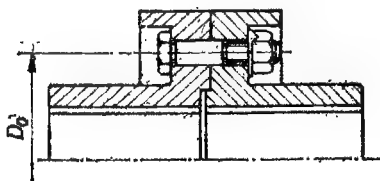


Fig. 51

În ipoteza montării cu joc a șuruburilor, acestea trebuie prestrinse cu forța (v. tabelul 10) :

$$F_0 = \beta \frac{P}{\mu i} = \frac{2\beta M_t}{\mu n_s D_0},$$

$$\text{unde : } P = \frac{2 M_t}{n_s D_0}, \text{ iar } i = 1.$$

Diametrul necesar al șuruburilor se determină din condiția de rezistență la tracțiune  $\sigma_t = \frac{4 \cdot 1,3 F_0}{\pi d_1^2} \leq \sigma_{at}$  (v. tabelul 9), obținându-se :

$$d_1^2 = \frac{8 \cdot 1,3 \beta M_t}{\mu \pi n_s D_0 \sigma_{at}} = \frac{8 \cdot 1,3 \beta M_t}{\mu \pi n_s D_0 0,6 \sigma_{02}}$$



În ipoteza șuruburilor *pășuite*\*) apare o solicitare de forfecare — în planul de separație al celor două flanșe — efortul unitar de forfecare, din porțiunea nefiletată a șuruburilor, fiind :

$$\tau_f = \frac{P}{A_s} = \frac{2 M_t}{n_s D_0} \cdot \frac{1}{\frac{\pi d_t^2}{4}} = \frac{8 M_t}{\pi n_s D_0 d_t^2} \leq \tau_{af},$$

de unde :

$$d_t^2 = \frac{8 M_t}{\pi n_s D_0 \tau_{af}} = \frac{8 M_t}{\pi n_s D_0 0,25 \sigma_{02}}.$$

Înlocuind  $\mu = 0,18$  și  $\beta = 1,5$  se obține :

$$\frac{d_1^2}{d_t^2} = \frac{8 \cdot 1,3 \beta M_t}{\mu \pi n_s D_0 0,6 \sigma_{02}} = \frac{1,3 \cdot 1,5 \cdot 0,25}{0,18 \cdot 0,6} = 4,5,$$

$$\frac{d_1^2}{\pi n_s D_0 0,25 \sigma_{02}} = \frac{8 M_t}{\pi n_s D_0 0,25 \sigma_{02}}$$

deci :  $d_1 = 2,12 d_t$ .

În concluzie, cel mai mic diametru se obține în cazul șuruburilor pășuite.

**70** Să se predimensioneze șuruburile de fixare ale unui capac de rezervor (fig. 52), știind că acestea sînt montate cu prestrîngere. Se cunosc : presiunea din rezervor  $p = 5 \text{ daN/cm}^2$  și diametrul rezervorului  $D = 200 \text{ mm}$ . Se adoptă numărul de șuruburi :  $n_s = 5$ .

### Rezolvare :

Se determină forța de exploatare care acționează asupra unui șurub  $F_1$  :

$$F_1 = \frac{F}{n_s} = \frac{\pi D^2 p}{4 n_s} = \frac{3,14 \cdot 20^2 \cdot 5}{4 \cdot 5} = 314 \text{ daN}.$$

Se calculează — conform tabelului 11 — forța  $F_0$ , ținînd seama și de condiția de etanșeitate :

$$F_0 = \xi F_1 (1 - \chi) = 1,25 \cdot 314 (1 - 0,2) = 314 \text{ daN},$$

adoptîndu-se  $\xi = 1,25$  (sarcini constante) și  $\chi = 0,2$ . În acest caz, forța totală care acționează asupra șurubului va fi :

$$F_s = F_0 + \chi F_1 = 314 + 0,2 \cdot 314 = 377 \text{ daN}.$$

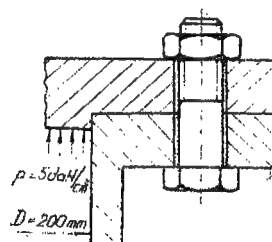


Fig. 52

\*) Fără joc.

Se predimensionează şuruburile :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 377}{3,14 \cdot 1800}} = 0,516 \text{ cm},$$

adoptînd preliminar materialul pentru şurub din grupa 5.6, cu  $\sigma_{02} = 3000 \text{ daN/cm}^2$  ( $\sigma_{at} = 0,6 \cdot \sigma_{02} = 0,6 \cdot 3000 = 1800 \text{ daN/cm}^2$ ). Din STAS 510-74 se alege filetul M8 cu  $d_1 = 0,6647 \text{ cm}$ .

În final se verifică condiția  $F_0 < F_{0\text{lim}}$  (v. tabelul 11) :

$$F_{0\text{lim}} = 0,6 \cdot \sigma_{02} \frac{\pi d_1^2}{4} = 0,6 \cdot 3000 \frac{3,14 \cdot 0,6647^2}{4} = 615 \text{ daN};$$

$$F_0 = 314 < F_{0\text{lim}} = 615 \text{ daN}.$$

**71** Grinda din fig. 53 — folosită ca sprijin pentru o platformă pe care se fixează o instalație — este montată pe pilon cu două şuruburi M16, executate dintr-un material din grupa 4.6 ( $\sigma_{02} = 2400 \text{ daN/cm}^2$  — v. tabelul AII-8). Să se determine : forța  $F_1$  care revine şurubului 1; efortul unitar de întindere din tija de şurubului 1; valoarea brațului  $a$  pentru a se evita suprasolicitarea la întindere a şurubului 1 (se neglijează  $F_2$ ); care este dimensiunea de şurub care poate evita suprasolicitarea acestuia?

### Rezolvare :

Din condiția de echilibru a momentelor față de punctul A se obține :

$$F_1(a + 3,5) + F_2 \cdot 3,5 = F \cdot 100 : \frac{F_1}{F_2} = \frac{a + 3,5}{3,5}; \quad F_2 = \frac{F_1 \cdot 3,5}{a + 3,5}$$

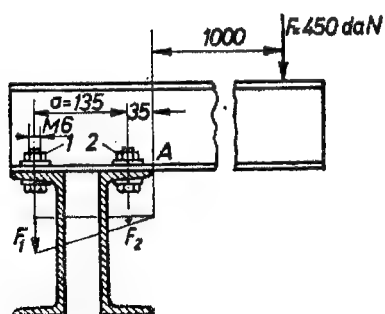


Fig. 53

de unde :

$$F_1(a + 3,5) + F_1 \frac{3,5^2}{a + 3,5} = F \cdot 100,$$

sau

$$F_1 = F \frac{100(a + 3,5)}{(a + 3,5)^2 + 3,5^2} = 450 \cdot \frac{100 \cdot 17}{17^2 + 3,5^2} =$$

$$= 2539 \text{ daN}.$$

Efortul unitar de întindere din şurubul 1 este :

$$\sigma_t = \frac{4F_1}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 2539}{3,14 \cdot 1,38^2} = 1697 \text{ daN/cm}^2;$$

pentru M16 rezultind, din STAS,  $d_1 = 1,3835$  cm. Rezistența admisibilă pentru materialul ales este  $\sigma_{at} = 0,6$   $\sigma_{02} = 0,6 \cdot 2400 = 1440$  daN/cm<sup>2</sup>. Prin urmare,  $\sigma_t > \sigma_{at}$ .

Forța maximă din șurubul 1 pentru  $\sigma_{at} = 1440$  daN/cm<sup>2</sup> (neglijind  $F_2$ ):

$$F'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \sigma_{at} = \frac{3,14 \cdot 1,38^2}{4} \cdot 1440 = 2153 \text{ daN},$$

iar brațul  $a'$  va fi:

$$F'_1(a' + 3,5) = F \cdot 100;$$

$$a' = \frac{F \cdot 100 - F'_1 \cdot 3,5}{F'_1} = \frac{450 \cdot 100 - 2153 \cdot 3,5}{2170} = 17,40 \text{ cm}.$$

Pentru evitarea suprasolicitării și menținerea brațului  $a = 13,5$  cm,

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F'_1}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2539}{3,14 \cdot 1440}} = 1,50 \text{ cm},$$

adică un filet M18, STAS 510-74.

**72** Sistemul de etanșare, din fig. 54 trebuie precomprimat cu o forță  $F = 3000$  daN. Această forță se realizează prin intermediul a două prezoane M16 (material grupa 4.6, cu  $\sigma_{02} = 2400$  daN/cm<sup>2</sup> — v. tabelul AII-8). Să se determine: momentul necesar de strângere a piulițelor; efortul unitar redus care solicită prezoanele; coeficientul de siguranță al tijei filetate în raport cu limita de curgere.

### Rezolvare :

Din STAS 510-74 se aleg elementele caracteristice pentru filetul M16:  $d = 1,6$  cm;  $d_1 = 1,3835$  cm;  $d_2 = 1,47$  cm;  $p = 0,2$  cm;  $R_m = 0,7 d = 1,12$  cm.

Momentul necesar pentru strângerea piuliței (v. tabelul 9):

$$\begin{aligned} M_{tot} &= F_{01} \left[ \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 R_m \right] = \\ &= 1500 [0,735 \cdot 0,2175 + 0,15 \cdot 1,12] = \\ &= 492 \text{ daN} \cdot \text{cm}, \end{aligned}$$

unde :

$$F_{01} = F/2 = 1500 \text{ daN}; \mu = \mu_1 = 0,15; \mu' = \mu / \cos \frac{\alpha}{2} = 0,1725;$$

$$\varphi' = 9^\circ 48';$$

$$\operatorname{tg} \beta_m = p / \pi d_2 = 0,0433, \text{ rezultind } \beta_m = 2^\circ 30'; \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 0,2175;$$

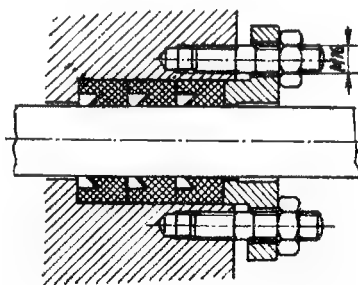


Fig. 54

$$\sigma_t = \frac{4F_{01}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1500}{3,14 \cdot 1,38^2} = 1003 \text{ daN/cm}^2; \quad \tau_t = \frac{Mt_1}{0,2 d_1^3} = \frac{240}{0,2 \cdot 1,38^3} = 456 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$M_{11} = F_{01} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 1500 \frac{1,47}{2} \cdot 0,2175 = 240 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se obține efortul unitar redus :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{1003^2 + 3 \cdot 456^2} = 1278 \text{ daN/cm}^2.$$

Se determină coeficientul de siguranță :

$$c = \frac{1,15 \sigma_{02}}{\sigma_{red}} = 1,15 \frac{2400}{1278} = 2,16 \quad (c = 1,3 \dots 2,5, \text{ v. tabelul AI-5}).$$

**73** Să se dimensioneze tijele filetate și să se determine lungimea necesară a piulițelor de la sistemul de întindere al unei ancore (fig. 55). Materialul din care sînt executate tijele este din grupa 5.6, iar piulițele — din grupa 5. Coeficientul de frecare  $\mu = 0,11$ , forța cu care trebuie întinsă ancora fiind  $F = 300 \text{ daN}$ .

### Rezolvare :

Se calculează diametrul tijei filetate :

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 300}{3,14 \cdot 600}} = 0,91 \text{ cm},$$

$$\text{unde : } \sigma_{at} = \frac{\sigma_{02}}{c} = \frac{3000}{5} = 600 \text{ daN/cm}^2 \quad (\text{v. tabelul AI-5 și AII-8}).$$

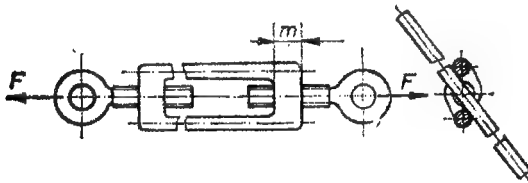


Fig. 55

Se adoptă, conform STAS 2113-75, un filet trapezoidal cu :

$$d_1 = 10,5 \text{ mm}, d_2 = 12,5 \text{ mm}, \\ d = 14 \text{ mm și } p = 3 \text{ mm}.$$

Momentul de frecare din cupla elicoidală (filet) :

$$M_{11} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 300 \frac{1,25}{2} \operatorname{tg}(4^\circ 22' + 6^\circ 27') = 35,8 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

$$\text{unde : } \beta_m = \operatorname{arc tg} \frac{p}{\pi d_2} = \operatorname{arc tg} \frac{3}{3,14 \cdot 12,5} = 4^\circ 22'; \quad \beta_m = 4^\circ 22'; \quad \varphi' =$$

$$= \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{\operatorname{arc tg} \mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{\operatorname{arc tg} 0,11}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = 6^\circ 27'; \quad \varphi' = 6^\circ 27'.$$

Efortul unitar redus :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_t^2} = \sqrt{346^2 + 4 \cdot 154^2} = 465 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$\sigma_t = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 300}{3,14 \cdot 1,05^2} = 346 \text{ daN/cm}^2; \quad \tau_t = \frac{M_n}{0,2d_1^3} = \frac{35,8}{0,2 \cdot 1,05^3} = 154 \text{ daN/cm}^2.$$

Se calculează numărul necesar de spire  $z$  :

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)p_a^*} = \frac{4 \cdot 300}{3,14(1,4^2 - 1,05^2)70} = 6,4,$$

cu  $p_a^* = 70 \text{ daN/cm}^2$ , conform tabelului AI-7.

Înălțimea piuliței :

$$m = zp = 6,4 \cdot 3 = 19,2 \text{ mm}.$$

**74** O roată de cureauă lată este executată din două părți, asamblate cu patru șuruburi (fig. 56). Forța centrifugă  $F_c = 24000 \text{ daN}$  — care ia naștere în timpul mișcării de rotație — tinde să desfacă asamblarea celor două părți ale roții. Care este dimensiunea necesară a șuruburilor, în cazul în care acestea sînt executate dintr-un material din grupa 8.8 ( $\sigma_{02} = 6400 \text{ daN/cm}^2$ )? Care este momentul de strîngere  $M_n$  — cu care se va strînge piulița — dacă trebuie realizată o forță de prestrîngere  $F_{01}$  egală cu forța de exploatare  $F_1$  ce revine unui șurub? Dimensiunea obținută a șuruburilor asigură un coeficient corespunzător de siguranță la deformări plastice? (Raportul dintre rigiditățile șurubului și a pieselor strînse este 0,7).

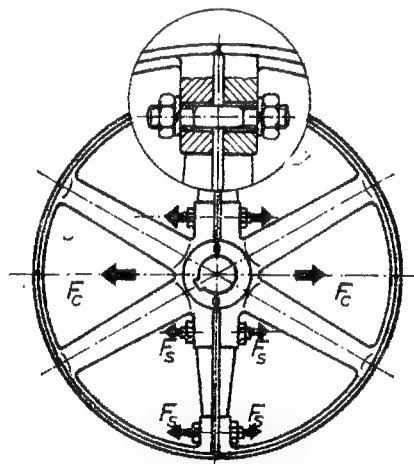


Fig. 56

### Rezolvare :

Forța de prestrîngere a unui șurub este :

$$F_{01} = F_1 = \frac{F_c}{4} = \frac{24000}{4} = 6000 \text{ daN},$$

iar forța totală care acționează asupra șurubului (v. tabelul 11) :

$$F_s = F_{01} + \chi F_1 = 6000 + 0,412 \cdot 6000 = 8470 \text{ daN},$$

unde :

$$\chi = \frac{\frac{k_s}{k_p}}{\frac{k_s}{k_p} + 1} = \frac{0,7}{0,7 + 1} = 0,412.$$

Se predimensionează şuruburile ( $\sigma_{at}=0,6\sigma_{02}=0,6\cdot 6400=3840 \text{ daN/cm}^2$ )

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_s \beta}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8470 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 3840}} = 1,91 \text{ cm},$$

alegîndu-se M24 cu :  $d = 2,4 \text{ cm}$  ;  $d_1 = 2,075 \text{ cm}$  ;  $d_2 = 2,205 \text{ cm}$  ;  $p = 0,3 \text{ cm}$ .

Se calculează momentul de stringere al piuliţei (v. tabelul 9) :

$$\begin{aligned} M_{tot} &= F_{01} \left[ \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 R_m \right] = 6000 \left[ \frac{2,205}{2} 0,194 + 0,15 \cdot 1,68 \right] = \\ &= 2795 \text{ daN} \cdot \text{cm}, \end{aligned}$$

unde :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta_m &= p/\pi d_2 = 0,3/3,14 \cdot 2,205 = 0,0423 \text{ şi } \beta_m = 2^\circ 30' ; \mu' = 1,15\mu = \\ &= 0,1495 = \operatorname{tg} \varphi' \text{ şi } \varphi' = 8^\circ 30' ; \mu = \mu_1 = 0,13 ; \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 0,194 ; \\ R_m &= 0,7 d = 1,68 \text{ cm}. \end{aligned}$$

Se calculează eforturile unitare din şuruburi (v. tabelul 11)

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{4F_t}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 8470}{3,14 \cdot 2,075^2} = 2504 \text{ daN/cm}^2 ; \tau_t = \frac{M_{t1}}{0,2d_1^3} = \frac{1283}{0,2 \cdot 2,075^3} = \\ &= 718 \text{ daN/cm}^2, \end{aligned}$$

unde :

$$M_{t1} = F_{01} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 6000 \frac{2,205}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 30' + 8^\circ 30') = 1283 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = 10^3 \sqrt{2,50^2 + 3 \cdot 0,71^2} = 2795 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 3840 \text{ daN/cm}^2.$$

Coeficientul de siguranţă la deformăţii plastice (v. tabelul 11) :

$$c = 1,15 \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red}} = 1,15 \frac{6400}{2795} = 2,63,$$

are o valoare corespunzătoare (v. tabelul AI-5).

**75** Să se calculeze şuruburile de fixare a capului bieiei de la un motor cu ardere internă (fig. 57). Forţa de tracţiune care acţionează asupra capului bieiei — şi care va fi preluată de ambele şuruburi — este de 3600 daN. Materialul şurubului este din grupă 10.9, iar al piuliţei din grupa 10.

### Rezolvare :

Forţa de prestringere necesară (v. tabelul 11) este :

$$F_0 = \xi F_t (1 - \chi) = 2,5 \cdot 1800 (1 - 0,3) = 3150 \text{ daN},$$

unde :  $F_t = F/2 = 3600/2 = 1800 \text{ daN}$ .

Se stabilește forța totală care acționează asupra șurubului :

$$F_s = F_0 + \chi F_1 = 3150 + 0,3 \cdot 1800 = 3690 \text{ daN},$$

dimensionându-se șurubul :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3690}{3,14 \cdot 5400}} = 0,94 \text{ cm},$$

unde :  $\sigma_{at} = 0,6 \cdot \sigma_{02} = 0,6 \cdot 9000 = 5400 \text{ daN/cm}^2$ .

Se adoptă un filet M14 cu :

$d_1 = 1,1835 \text{ cm}$  ;  $d_2 = 1,2701 \text{ cm}$  ;  
 $p = 0,2 \text{ cm}$ , rezultind  $d_t =$   
 $= 0,8 \text{ d} = 0,8 \cdot 1,4 = 1,12 \text{ cm}$ .

Se verifică condiția  $F_0 <$   
 $< F_{0lim}$

$$\begin{aligned} F_{0lim} &= 0,5 \cdot \sigma_{02} \frac{\pi d_1^2}{4} = \\ &= 0,5 \cdot 6400 \frac{3,14 \cdot 1,18^2}{4} = \\ &= 3520 \text{ daN}. \end{aligned}$$

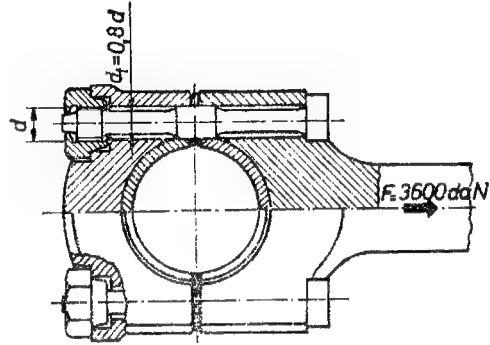


Fig. 57

Eforturile unitare de tracțiune din zona filetată, respectiv din zona nefiletată sînt :

$$\begin{aligned} \sigma_{t1} &= \frac{4F_s}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 3690}{3,14 \cdot 1,18^2} = 3354 \text{ daN/cm}^2 ; \sigma_{t2} = \frac{4F_s}{\pi d_t^2} = \frac{4 \cdot 3690}{3,14 \cdot 1,12^2} = \\ &= 3745 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}. \end{aligned}$$

Momentul de frecare din filet este :

$$M_{t1} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 3150 \frac{1,27}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 52' + 8^\circ 30') = 407 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar eforturile unitare corespunzătoare

$$\begin{aligned} \tau_{t1} &= \frac{M_{t1}}{0,2d_1^3} = \frac{407}{0,2 \cdot 1,18^3} = 1238 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} ; \tau_{t2} = \frac{M_{t1}}{0,2d_t^3} = \frac{407}{0,2 \cdot 1,12^3} = \\ &= 1448 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}. \end{aligned}$$

Cu efortul unitar redus

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{t1}^2 + 3\tau_{t1}^2} = \sqrt{3354^2 + 3 \cdot 1238^2} = 4000 \text{ daN/cm}^2,$$

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{t2}^2 + 3\tau_{t2}^2} = \sqrt{3745^2 + 3 \cdot 1448^2} = 4507 \text{ daN/cm}^2,$$

se determină coeficientul de siguranță la deformății plastice :

$$c_1 = 1,15 \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red1}} = 1,15 \cdot \frac{9000}{4000} = 2,25; \quad c_2 = \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red2}} = \frac{9000}{4507} = 1,99.$$

Se calculează componentele ciclului variabil de solicitare :

$$\sigma_a = \frac{\chi}{2} \frac{F_1}{A_s} = \frac{0,3}{2} \frac{1800 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,18^2} = 246 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2};$$

$$\sigma_m = \sigma_{pr} + \sigma_a = 2880 + 246 = 3126 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2},$$

unde :

$$\sigma_{pr} = F_0/A_s = \frac{3150 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,18^2} = 2880 \text{ daN/cm}^2.$$

Se calculează coeficientul de siguranță la oboseală (v. tabelul AI-6) :

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \gamma} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}} = \frac{1}{\frac{4,04}{0,8 \cdot 0,9} \frac{246}{4500} + \frac{3126}{10000}} = 1,61,$$

unde :  $\sigma_r = 10000 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{-1} = 4500 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\beta_k = 4,04$ ;  $\varepsilon = 0,8$ ;  $\gamma = 0,9[3,30]$ ;  $c_{\sigma a} = 1,5 \dots 2,5$ .

**76** Asamblarea din figura 58 este realizată cu șase șuruburi, executate dintr-un material din grupa 4.6. Să se dimensioneze și să se verifice șuruburile, cunoscînd că presiunea din conductă se ridică temporar la  $1,3 p$ ,  $p$  fiind presiunea de regim.

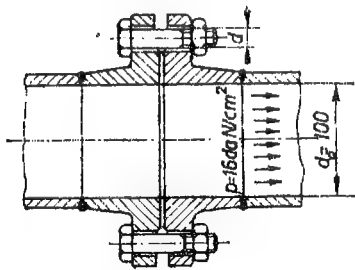


Fig. 58

### Rezolvare :

Forța care acționează asupra șuruburilor<sup>\*)</sup>.

$$F = p_{max} \frac{\pi d_0^2}{4} = 1,3 \cdot 16 \frac{3,14 \cdot 10^2}{4} = 1630 \text{ daN},$$

iar forța pe un șurub

$$F_1 = F/6 = 1630/6 = 272 \text{ daN}.$$

Forța de prestringere necesară (v. tabelul 11) :

$$F_0 = \xi F_1 (1 - \chi) = 3 \cdot 272 (1 - 0,25) = 610 \text{ daN}.$$

<sup>\*)</sup>  $p_{max} = 1,3 p$ .



Se determină forța de prestrângere remanentă (v. tabelul 11) :

$$F'_0 = F_0 - F_1(1 - \chi) = 610 - 272(1 - 0,25) = 406 \text{ daN},$$

pentru asigurarea etanșeității fiind necesar ca :

$$F'_0 > F'_{0min} = (0,25 \dots 0,50) F_1 = 68 \dots 136 \text{ daN}.$$

Forța totală care acționează asupra unui șurub este :

$$F_s = F_0 + \chi F_1 = 610 + 0,25 \cdot 272 = 678 \text{ daN},$$

cu aceasta dimensionându-se șuruburile :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_s}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 678}{3,14 \cdot 1440}} = 0,77 \text{ cm},$$

unde :  $\sigma_{at} = 0,6 \cdot \sigma_{02} = 0,6 \cdot 2400 = 1440 \text{ daN/cm}^2$ ; se alege un filet M10; STAS 510-74, cu :  $d_1 = 0,8376 \text{ cm}$ ;  $d_2 = 0,9026 \text{ cm}$ ;  $p = 0,15 \text{ cm}$ .

Se verifică condiția  $F_0 < F_{0lim}$

$$F_{0lim} = (0,6 \dots 0,7) \sigma_{02} \frac{\pi d_1^2}{4} = (0,6 \dots 0,7) \cdot 2400 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,83^2}{4} = 779 \dots 908 \text{ daN};$$

$$F_0 = 610 \text{ daN} < F_{0lim} = 779 \dots 908 \text{ daN}.$$

Efortul unitar de tracțiune are valoarea

$$\sigma_t = \frac{F_s}{A_{s1}} = \frac{4F_s}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 678}{3,14 \cdot 0,837^2} = 1232 \text{ daN/cm}^2,$$

iar efortul unitar de răsucire

$$\tau_t = \frac{M_{t1}}{0,2 d_1^3} = \frac{48}{0,2 \cdot 0,83^3} = 419 \text{ daN/cm}^2;$$

unde :  $M_{t1} = F_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 48 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\beta_m = 3^\circ$ ;  $\mu = 0,1$ ;  $\varphi' = 6^\circ 55'$ .

Cu efortul unitar redus

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{1232^2 + 3 \cdot 419^2} = 1429 \text{ daN/cm}^2;$$

se determină coeficientul de siguranță la deformări plastice

$$c = 1,15 \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{red}} = 1,15 \frac{2400}{1429} = 1,93.$$

În funcție de componentele ciclului de solicitare

$$\sigma_a = \frac{\gamma}{2} \frac{F_1}{A_{s1}} = \frac{0,25}{2} \cdot \frac{272 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,83^2} = 62,8 \text{ daN/cm}^2,$$

$$\sigma_m = \sigma_{pr} + \sigma_a = 1127 + 62,8 = 1189,8 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:  $\sigma_{pr} = \frac{F_0}{A_{s1}} = \frac{610 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,83^2} = 1127 \text{ daN/cm}^2$ , se calculează coeficientul de siguranță la oboseală (v. tabelul AI-6):

$$c = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}} = \frac{1}{\frac{2,82}{0,8 \cdot 0,9} \cdot \frac{62,8}{1750} + \frac{1189,8}{4000}} = 2,28$$

( $\beta_k = 2,82$ ;  $\varepsilon = 0,8$ ;  $\gamma = 0,9$ ;  $\sigma_{-1} = 1750 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_r = 4000 \text{ daN/cm}^2$  [3,30]).

**77** Să se determine rigiditatea șurubului și a pieselor strinse din figura 59, șurubul, piulița, șaiba și piesele strinse fiind din oțel, iar garnitura din cupru.

### Rezolvare :

Lungimea activă a șurubului

$$l = 35 + 4 + 40 + 3 = 82 \text{ mm},$$

de unde  $\frac{l}{d} = \frac{82}{12} = 6,8 > 6$  (v. tabelul 11).

Rigiditatea șurubului (v. tabelul 11):

$$k_s = \frac{1}{\sum_{i=1}^3 \frac{l_i}{E_s A_{si}}} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^6 \left( \frac{1,5}{\frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4}} + \frac{5,9}{\frac{3,14 \cdot 1,1^2}{4}} + \frac{0,8}{\frac{3,14 \cdot 1,01^2}{4}} \right)} =$$

$$= 2,58 \cdot 10^5 \text{ daN/cm}.$$

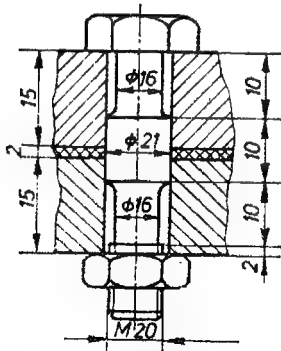


Fig. 59

Rigiditatea pieselor strinse (v. tabelul 11):

$$k_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^4 \frac{l_{pi}}{E_{pi} A_{pi}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{3,5}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,132} + \frac{0,4}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 9,86} + \frac{4,0}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,61} + \frac{0,3}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,50}} =$$

$$= 2,004 \cdot 10^5 \text{ daN/cm},$$



Rigiditatea pieselor strânse (v. tabelul 11) :

$$k_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^4 \frac{l_{pi}}{E_{pi} A_{pi}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,88} + \frac{0,4}{0,8 \cdot 10^6 \cdot 10,88} + \frac{2}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 10,88} + \frac{0,3}{2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,45}} =$$

$$= 3,98 \text{ daN/cm},$$

unde :

$$A_{p1} = A_{p3} = \frac{\pi}{4} [(S + l_{p1} \operatorname{tg} \gamma)^2 - d_0^2] = \frac{3,14}{4} [(3,6 + 2 \cdot 0,5)^2 - 2,7^2] = 10,88 \text{ cm}^2;$$

$$A_{p2} = A_p = \frac{\pi}{4} \left[ \left( S + \frac{l_{p1}}{2} + \frac{l_{p2}}{2} \operatorname{tg} \gamma \right)^2 - d_0^2 \right] = \frac{3,14}{4} \left[ \left( 3,6 + \frac{2+2}{2} 0,5 \right)^2 - 2,7^2 \right] =$$

$$= 10,88 \text{ cm}^2;$$

$$A_{p4} = A_{pv} = \frac{\pi}{4} (S^2 - d_0^2) = \frac{3,14}{4} (3,6^2 - 2,7^2) = 4,45 \text{ cm}^2,$$

considerindu-se  $\operatorname{tg} \gamma \approx 0,5$  ( $\gamma = 22^\circ \dots 27^\circ$ ).

Coeficientul de rigiditate al asamblării va avea valoarea :

$$\chi = \frac{k_s}{k_s + k_p} = \frac{1,288 \cdot 10^6}{1,288 \cdot 10^6 + 3,988 \cdot 10^6} = 0,244.$$

**79** Cricul din figura 61 — reprezentat în poziție maximă de ridicare — trebuie să preia o sarcină maximă de 5000 daN. Coeficientul de frecare dintre cupă și capul șurubului, precum și din cupla elicoidală este  $\mu = \mu_1 = 0,1$ . Se cere : să se verifice la flambaj — șurubul cricului : să se verifice presiunea de contact dintre spirele șurubului și piuliței ; să se determine randamentul șurubului și să se verifice condiția de autofrinare ; să se determine forța necesară, care trebuie aplicată la brațul de acționare.

### Rezolvare :

Pentru filetul Tr 40×6 se cunosc :  $d_1 = 3,3 \text{ cm}$ ,  $d_2 = 3,7 \text{ cm}$  și  $p = 6 \text{ mm}$ .

Din figura AI-1 se obține  $l_f = 2l = 2 \cdot 85 = 170 \text{ cm}$ . Coeficientul de zveltețe se determină cu relația :

$$\lambda = \frac{l_f}{i} = \frac{170}{1,51} = 113,$$

unde :

$$i = \sqrt{\frac{I}{A_s}} = \sqrt{\frac{\pi d_1^4}{64} \left(1 + \frac{d}{d_1}\right) \frac{4}{\pi d_1^2}} = \sqrt{\frac{d_1^2}{16} \left(1 + \frac{d}{d_1}\right)} = \sqrt{\frac{3,3^2}{16} \left(1 + \frac{4}{3,3}\right)} = 1,51 \text{ cm.}$$

Pentru OL 50 :  $\lambda_0 = 89$ , deci  $\lambda > \lambda_0$  aplicîndu-se relația (v. tabelul 12) :

$$c_f = \frac{\pi^2 EI}{F l_f^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 27,8}{5000 \cdot 170^2} = 3,98,$$

coeficientul încadrîndu-se în limitele recomandate  $c_f = 3 \dots 5$ .

Numărul de spire

$$z = \frac{m}{p} = \frac{60}{6} = 10 \text{ spire,}$$

iar presiunea de contact

$$p^* = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)z} = \frac{4 \cdot 5000}{3,14(4^2 - 3,3^2)10} = 125 \text{ daN/cm}^2,$$

$p_a^* = 70 \dots 130 \text{ daN/cm}^2$ , pentru cuplul oțel pe bronz (v. tabelul AI-7).  
Randamentul transmisiei cu șurub

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta_m}{\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi')} = \frac{0,0516}{0,156} = 0,33,$$

unde :  $\beta_m = 2^\circ 58'$ ;  $\mu' = 0,1035$  și  $\varphi' = 5^\circ 55'$ . Prin urmare se verifică și condiția de autofrînare

$$\beta_m = 2^\circ 58' < \varphi' = 5^\circ 55'.$$

Se determină momentul care trebuie învins

$$M_{tot} = F \left[ \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 R_m \right] = 5000 \left[ \frac{3,7}{2} \cdot 0,156 + 0,1 \cdot 1,6 \right] = 2245 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

rezultînd forța cu care trebuie să se acționeze cricul

$$Q = \frac{M_{tot}}{L} = \frac{2245}{100} \approx 22,5 \text{ daN.}$$

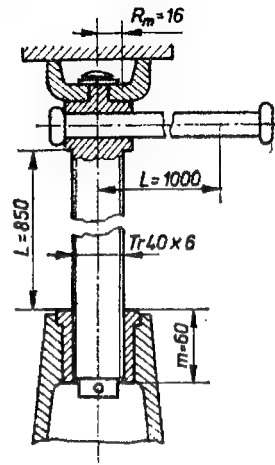


Fig. 61

**80** Să se determine forța maximă care poate fi preluată de șurubul principal al unui cric. Șurubul are dimensiunea Tr 40 x 6, fiind executat dintr-un material din grupa 5.6.

## Rezolvare :

Pentru filetul trapezoidal Tr 40 × 6 se cunosc  $d_1 = 3,3$  cm și  $d_2 = 3,7$  cm. Efortul unitar redus :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3 \left[\frac{F \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 \frac{D_m}{2}\right]}{0,2 d_1^3}\right]^2} \leq \sigma_{ac},$$

sau :

$$F = \frac{\sigma_{ac}}{\sqrt{\left(\frac{4}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3 \left[\frac{d_2 \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') + \mu_1 D_m}{0,4 d_1^3}\right]^2}}.$$

Se înlocuiește în relația de mai sus :  $\sigma_{ac} = 800$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\mu = 0,1$  (pentru cuplul oțel/bronz) obținându-se  $\varphi = 6^\circ$ ;  $\operatorname{tg} \beta_m = \frac{p}{\pi d_2} = 0,0516$  și  $\beta_m \approx 3^\circ$ ;  $\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi') = 0,176$ ; diametrul mediu al suprafeței de contact dintre cupă și capul șurubului  $D_m = 3,2$  cm (adoptat);  $\mu_1 = 0,11$  pentru cuplul oțel/oțel. Rezultă :

$$F = \frac{800}{\sqrt{1,365 \cdot 10^{-2} + 0,460 \cdot 10^{-2}}} = 5917 \text{ daN}.$$

De asemenea, din condiția presiunii de contact :

$$F = \frac{\pi}{4} z (d^2 - d_1^2) p_a^* = \frac{3,14}{4} \cdot 10 \cdot (16 - 10,9) 120 = 4816 \text{ daN},$$

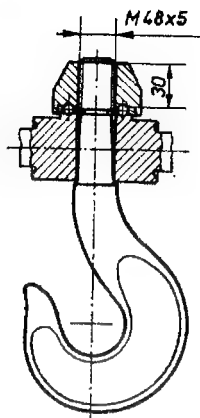
adoptînd preliminar  $z = 10$  și  $p_a^* = 120$  daN/cm<sup>2</sup>.

**81** Coroana unei roți dințate — care transmite un moment de torziune  $M_t = 10\,000$  daN · cm — se fixează de butucul acesteia prin șuruburi dispuse pe diametrul  $D_0 = 250$  mm; șuruburile sînt executate dintr-un material din grupa 8.8. Coeficientul de frecare dintre coroană și butucul roții  $\mu = 0,25$ . Să se dimensioneze șuruburile în ipoteza montării cu joc a acestora (se adoptă  $z = 4$ ).

**82** Un șurub cu diametrul  $d$  — cu filet metric normal — este prestrîns (cu o cheie normală, cu o forță de 20 daN. Se cunosc :  $\beta_m = 2^\circ 30'$ ,  $\varphi' = 7^\circ$ ,  $L = 15 d$ ,  $S = 1,6 d$ ,  $\mu_1 = 0,2$ , diametrul găurii de montare a șurubului  $1,1 d$ . Să se determine efortul unitar redus pentru șuruburile M12 și M30. Să se compare valorile obținute cu rezistența admisibilă, șuruburile fiind executate dintr-un material din grupa 5.8.

**83** Un șurub M16 este solicitat transversal de forța  $P = 300$  daN. Care este momentul ce trebuie aplicat la cheie pentru a se realiza transmiterea fluxului de forță, șurubul fiind montat cu joc? Rezistă șurubul la solicitarea de întindere, dacă este executat dintr-un material din grupa 6.6? ( $\mu = \mu_1 = 0,15$ ).

**84** Să se determine sarcina maximă ce poate fi ridicată de cîrligul unei macarale (fig. 62), dacă materialul din care este executată partea filetată a cîrligului este din grupa 6.8, iar al piuliței din grupa 4.



← Fig. 62

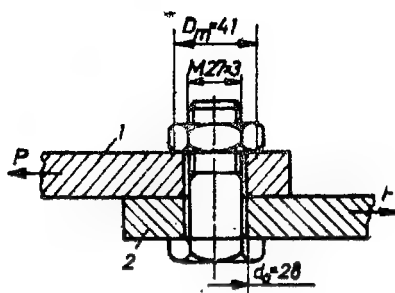


Fig. 63

**85** Asamblarea din figura 63 este solicitată de forțele  $P = 300$  daN. Să se verifice dacă —stringînd șurubul cu o cheie normală (lungimea cheii  $L = 15 d$ ) asupra căreia acționează o forță  $Q = 20$  daN — se creează o strîngere suficientă pentru ca forțele  $P$  să fie preluate numai prin frecarea dintre cele două piese. Se cunosc: coeficientul de frecare dintre piese  $\mu_1 = 0,2$ ; coeficientul de frecare dintre piuliță și piesa 1,  $\mu_2 = 0,18$ ; coeficientul de frecare dintre piuliță și șurub  $\mu_3 = 0,16$ ; materialul șurubului este din grupa 6.9.

**86** Roata melcată din figura 64 transmite un moment de torsiune  $M_t = 38700$  daN·cm. Coroana roții melcate este montată pe butucul acesteia prin intermediul a șase șuruburi M12, montate fără joc. Să se verifice rezistența asamblării. Materialul șurubului este din grupa 5.6.

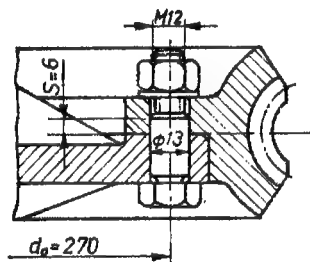


Fig. 64

**87** Este necesară prestringerea inițială a șurubului  $M48 \times 4$ , executat dintr-un material din grupa 5.6. Se cunosc: diametrul găurii de montare a șurubului 50 mm; deschiderea cheii  $S = 75$  mm; coeficientul de frecare din filet  $\mu = 0,12$ . Să se determine ce braț ar fi necesar pentru prestringerea șurubului amintit cu o forță de 50 daN.

**88** Cuplajul cu manșon din figura 65 este asamblat prin opt șuruburi (material grupa 5.6). Pentru a se putea realiza transmiterea momentului de torsiune este necesară o forță normală pe capetele arborilor  $F_n = 20000$  daN. Care este dimensiunea necesară a șuruburilor? În aceste condiții, apar deformații plastice în tija șuruburilor ( $\mu = 0,15$ )?

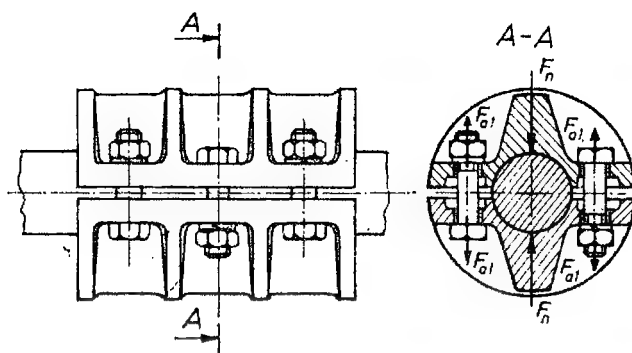


Fig. 65

89 Sarcina exterioară — ce revine unui singur șurub dintr-o asamblare cu șuruburi — este  $F_1 = 2000$  daN. Să se determine care este forța de întindere — ce trebuie asigurată în șurub, la montaj — pentru a asigura etanșeitatea asamblării, în cazul în care rigiditățile șurubului și a pieselor strinse sînt egale sau se află în raportul 1 : 4.

90 Forța de prestrîngere aplicată unui șurub este 1000 daN, sarcina exterioară ce revine acestuia fiind, de asemenea, 1000 daN. Să se determine forțele de întindere a șurubului  $F$ , și de comprimare a pieselor  $F'_0$ , știind că rigiditățile șurubului și a pieselor strinse sînt egale.

91 Capacul unui cilindru — de la o pompă cu piston — trebuie fixat prin intermediul a șase prezoane (fig. 66). Presiunea maximă din cilindru este  $p = 40$  daN/cm<sup>2</sup>. Materialul prezonului — din grupa 6.6. Să se determine: dimensiunea prezoanelor; coeficientul de siguranță în raport cu limita de curgere, pentru tija filetată a prezonului.

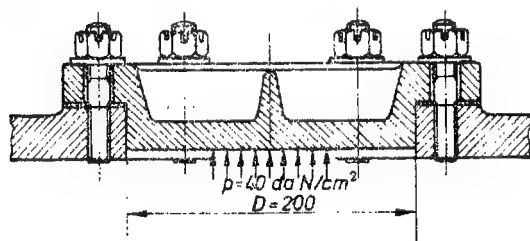


Fig. 66

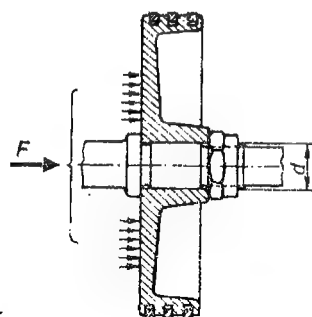


Fig. 67→

92 Asamblarea dintre un piston și tija acestuia (fig. 67) este solicitată de o forță de întindere  $F = 18000$  daN. Asamblarea filetată trebuind să se realizeze cu prestrîngere inițială ( $F_0 = 1,1 F$ ) să se determine: dimensiunea  $d$  a asamblării filetate; momentul necesar de strîngere ce



trebuie realizat la montaj; rezistența tijei filetate (materialul șurubului din grupa 10.9;  $\mu = \mu_1 = 0,12$ ).

**93** Să se determine coeficientul de rigiditate al asamblării din fig. 68. Șurubul este executat din oțel ( $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ ), piesele strinse din fontă ( $E = 1,2 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ ), iar garnitura din cupru ( $E = 1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ ).

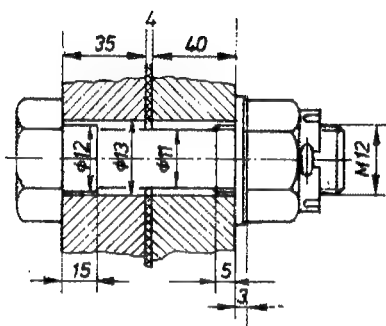


Fig. 68

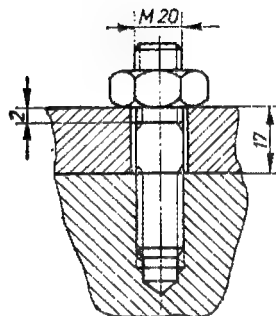


Fig. 69

**94** Pentru asamblarea din figura 69 să se determine rigiditatea șurubului și a pieselor strinse, precum și coeficientul de rigiditate, piesele strinse fiind executate din fontă, iar șurubul prizonier — din oțel.

**95** Să se precizeze cauza scoaterii premature din funcțiune a unei transmisii șurub-piuliță. Se cunosc: dimensiunea șurubului  $\text{Tr } 18 \times 2$ ; forța maximă  $F_{\max} = 1000 \text{ daN}$ ; numărul de spire al piuliței  $z = 6$ ; materialul șurubului — din grupa 5.6, iar al piuliței — bronz.

**96** Șurubului unei menghine (fig. 70) i se aplică un moment de torsiune  $M_t = 4000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Cunoscând coeficientul de frecare dintre spirele filetului  $\mu = 0,12$  și presiunea specifică admisibilă  $p_a^* = 130 \text{ daN/cm}^2$  să se determine: forța  $F$  ce poate fi dezvoltată de menghină cunoscând raportul dintre diametrul mediu al suprafeței de contact dintre șurub și placa de presiune  $d'$  și diametrul șurubului  $d$  ca fiind 0,7; efortul unitar redus în șurubul menghinei; dimensiunea  $m$  a brațului menghinei; lungimea maximă a șurubului  $l_{\max}$  pentru un coeficient de siguranță la flambaj  $c_f = 3,5$ .

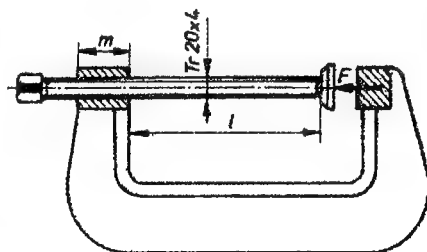


Fig. 70

97 Să se verifice dacă șurubul orizontal al unui cric pe glisieră (fig. 71) poate prelua o sarcină  $F=1000$  daN, cunoscând că acesta este executat dintr-un material din grupa 5.6, iar piulița — din bronz ( $\mu = \mu_1 = 0,1$ ).

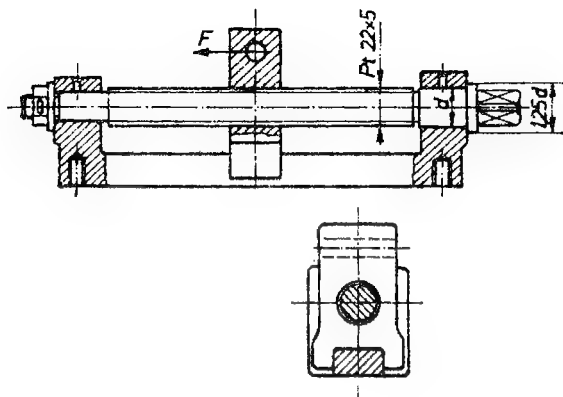


Fig. 71

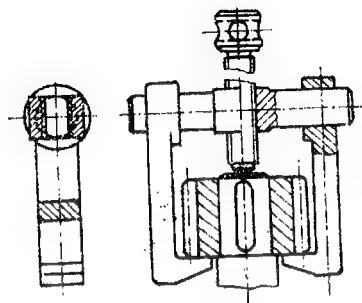


Fig. 72

98 Să se dimensioneze șurubul unei prese de extracție (fig. 72) capabil să dezvolte o forță  $F = 500$  daN. Șurubul și piulița sînt realizate dintr-un material din grupa 5.8 ( $\mu = 0,1$ ).

# 6

## ASAMBLĂRI PRIN PENE ȘI ȘTIFTURI

*Penele longitudinale* — organe de asamblare, demontabile, care transmit moment de torsiune — se folosesc la fixarea pe arbori a roților dințate, roților de curea sau de lanț, a semicuplajelor, volanților etc. Clasificarea penelor longitudinale este indicată în STAS 430-73.

*Știfturile* — organe de asamblare, demontabile — se folosesc pentru transmiterea unor sarcini relativ mici; pot fi cilindrice (STAS 1599-68) sau conice (STAS 3436-68), cu suprafața exterioară netedă sau crestată. Uneori știfturile se folosesc ca elemente de siguranță \*).

Știfturile cilindrice de dimensiuni mari — folosite ca elemente de legătură în articulații — se denumesc *bolțuri* și sint standardizate (STAS 5754-73 și 5756-73).

### NOTAȚII FOLOSITE

$a$	— grosimea tirantului;
$b, h$	— lățimea, respectiv înălțimea penei;
$c$	— înălțimea penei disc, în contact cu butucul;
$d, d_1$	— diametrul arborelui, respectiv diametrul știftului sau al bolțului;
$D$	— diametrul exterior al manșonului;
$F$	— forța normală pe suprafețele active ale penei cu strângere în urma baterii acesteia, respectiv forța care acționează asupra penelor paralele și disc;
$g$	— grosimea peretelui furcii;
$l, l_c$	— lungimea, respectiv lungimea de calcul a penelor (sau a butucului);
$M_t, M_{t\text{ cap}}$	— momentul de torsiune nominal, respectiv momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea;
$M_{tc}$	— momentul de torsiune de calcul;
$Q, Q_{adm}$	— forța de batere, respectiv forța de batere admisibilă a penelor cu strângere;
$t$	— adâncimea canalului de pană executat în arbore;
$z$	— numărul de pene sau de știfturi;
$\alpha$	— unghiul de înclinare a feței superioare a penelor cu strângere;

\*) Cuplaj de siguranță cu elemente de forfecare.

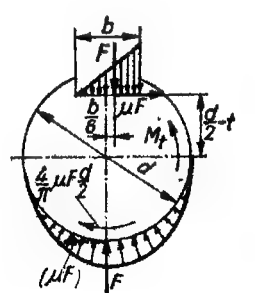
- $\mu, \varphi$  — coeficientul de frecare, respectiv unghiul de frecare ( $\operatorname{tg} \varphi = \mu$ );
- $\sigma'_{as}$  — rezistența admisibilă la strivire, pentru suprafața de batere a penei cu stringere;
- $\sigma_{02}$  — limita de curgere a materialului;
- $\sigma_s, \sigma_{as}$  — efortul unitar efectiv de strivire, respectiv rezistența admisibilă la strivire a materialului;
- $\tau_f, \tau_{af}$  — efortul unitar efectiv de forfecare, respectiv rezistența admisibilă la forfecare a materialului.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

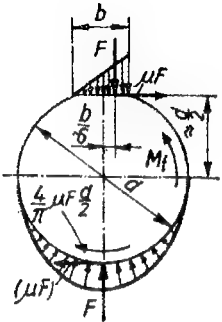
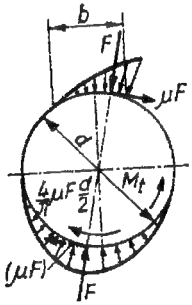
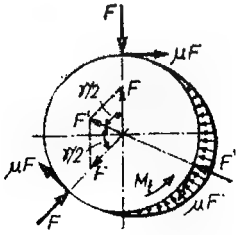
La penele longitudinale montate cu stringere, suprafețele active sînt fața superioară — înclinată cu 1 : 100 — și fața inferioară, transmitînd momentul de torsiune prin frecare; între fețele laterale ale penei și canalul de pană există jocuri, cu excepția penelor tangențiale. Momentul de torsiune, pe care asamblarea este capabilă să-l transmită, s-a determinat din condiția de echilibru a arborelui (ecuația de momente în raport cu centrul arborelui), forța  $F$  determinîndu-se din condiția de rezistență la strivire a suprafețelor active\*). Relațiile de calcul, precum și valorile rezistențelor admisibile — pentru penele longitudinale, montate cu stringere — sînt indicate în tabelul 13.

Tabelul 13

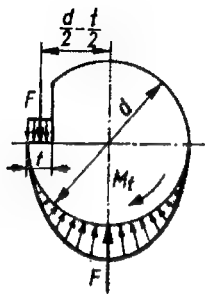
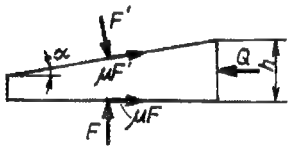
Relațiile și rezistențele admisibile pentru calculul asamblărilor prin pene longitudinale, montate cu stringere [12, 13, 27]

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
<p>Asamblare cu pană înclinată</p> 	$M_t = F \left[ \frac{b}{6} + \mu(1,14d - t) \right];$ $F \leq \frac{1}{2} b l_c \sigma_{as};$ $M_{t \text{ cap}} = \frac{1}{2} b l_c \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d - \mu t \right) \sigma_{as} \geq M_t;$ $l_c = \frac{2M_t}{b \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d - \mu t \right) \sigma_{as}}.$

\*) Corect ar fi să se determine forța  $F$  și în funcție de forța de batere admisibilă  $Q_{adm}$ , și să se aleagă, în continuare, valoarea minimă a acestora.

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
<p>Asamblare cu pană înclinată subțire</p> 	$M_t = F \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d \right);$ $F \leq \frac{1}{2} b l_c \sigma_{as};$ $M_{t \text{ cap}} = \frac{1}{2} b l_c \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d \right) \sigma_{as} \geq M_t;$ $l_c = \frac{2 M_t}{b \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d \right) \sigma_{as}}.$
<p>Asamblare cu pană înclinată concavă</p> 	$M_t = 1,14 \mu F d;$ $F \leq \frac{1}{2} b l_c \sigma_{as};$ $M_{t \text{ cap}} = 0,57 \mu b l_c d \sigma_{as} \geq M_t;$ $l_c = \frac{M_t}{0,57 \mu b d \sigma_{as}}.$
<p>Montaj cu două pene</p> 	$F' = 2F \cos \frac{\gamma}{2};$ $M_{t \text{ cap}} = \mu F d \left( 1 + \cos \frac{\gamma}{2} \right) < 2 \mu F d.$

Tabelul 13 (continuare)

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
<p>Asamblare cu pene tangențiale</p> 	$M_t = F \left( \frac{d}{2} - \frac{t}{2} \right);$ $F \leq l_c \sigma_{as};$ $M_{t\text{ cap}} = l_c \left( \frac{d}{2} - \frac{t}{2} \right) \sigma_{as} \geq M_t;$ $l_c = \frac{M_t}{t \left( \frac{d}{2} - \frac{t}{2} \right) \sigma_{as}}.$
Forța de batere a penei și forța de strângere din asamblare	
<p>Echilibrul penei la batere</p> 	$Q = F [\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg}\varphi];$ $Q_{adm} = bh \sigma'_{as}; \quad \sigma'_s = \frac{Q}{bh} \leq \sigma'_{as};$ $F = \frac{bh \sigma'_{as}}{\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg}\varphi}.$
<p>Rezistențe admisibile: <math>\sigma_{as} = 1000 \dots 1500 \text{ daN/cm}^2</math> — pentru sarcini constante, fără șocuri; <math>\sigma_{as} = 650 \dots 1000 \text{ daN/cm}^2</math> — pentru sarcini pulsatoare; <math>\sigma_{as} = 350 \dots 500 \text{ daN/cm}^2</math> — pentru sarcini alternante, cu șocuri; <math>\sigma'_{as} \leq 0,8 \sigma_{02} \approx 2000 \text{ daN/cm}^2</math>.</p>	
<p>Observație: La penele înclinate concave, înălțimea se notează cu s.</p>	

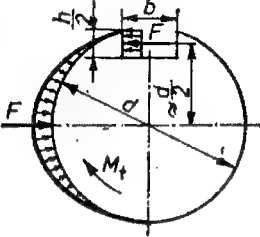
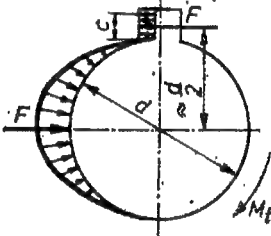
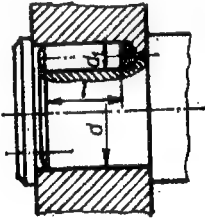
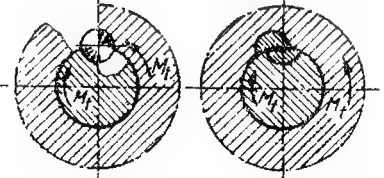
La penele paralele și disc, momentul de torsiune se transmite prin fețele laterale ale acestora, jocul radial fiind prevăzut între fața superioară a penei și fundul canalului din butuc. Relațiile și rezistențele admisibile pentru calculul penelor longitudinale, montate fără strângere, sînt redată în tabelul 14.

Dezavantajul principal al penelor cu strângere constă în slăbirea — în timp — a strîngerii inițiale, precum și în deformarea organelor asamblate, în timpul baterii penei.

La penele longitudinale montate fără strângere nu se întîlnesc dezavantajele susmenționate, acestea slăbind numai rezistența la oboseală a asamblării.

Tabelul 14

Relațiile și rezistențele admisibile pentru calculul asamblărilor prin pene longitudinale, montate fără strângere [12, 13, 27]

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
<p>Asamblare cu pană paralelă</p> 	<p>— pentru asamblările fixe</p> $\sigma_s = \frac{4M_t}{dhl_c} \leq \sigma_{as}; \quad l_c = \frac{4M_t}{dh\sigma_{as}};$ <p>— pentru asamblările mobile</p> $p = \frac{4M_t}{dhl_c} \leq p_a; \quad l_c = \frac{4M_t}{dh p_a};$ $\tau_f = \frac{2M_t}{dbl_c} \leq \tau_{af}.$
<p>Asamblare cu pană disc</p> 	$\sigma_s = \frac{2M_t}{dlc} \leq \sigma_{as};$ $l = \frac{2M_t}{dc\sigma_{as}};$ $\tau_f = \frac{2M_t}{dlb} \leq \tau_{af}.$
<p>Asamblare cu pană cilindrică</p>  	$\sigma_s = \frac{4M_t}{dd_1 l z} \leq \sigma_{as};$ $l = \frac{4M_t}{dd_1 z \sigma_{as}};$ $\tau_f = \frac{2M_t}{dd_1 l z} \leq \tau_{af}.$
<p>Rezistențe admisibile : asamblări fixe : <math>\sigma_{as} = 1000 \dots 1200</math> daN/cm<sup>2</sup> și, respectiv, 1500 daN/cm<sup>2</sup> cind pana este fixată prin șuruburi de arbore—pentru sarcini constante, fără șocuri, <math>\sigma_{as} = 650 \dots 1000</math> daN/cm<sup>2</sup> — pentru sarcini pulsatorii, <math>\sigma_{as} = 350 \dots 500</math> daN/cm<sup>2</sup> — pentru sarcini alternante, cu șocuri ; asamblări mobile : <math>p_a = 200 \dots 300</math> daN/cm<sup>2</sup>. <math>\tau_{af} = 1000</math> daN/cm<sup>2</sup>. Pentru pene cilindrice : <math>\sigma_{as} \leq 0,8\sigma_{02}</math>, <math>\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_{02}</math>.</p>	

Calculul unei asamblări prin pene longitudinale se poate desfășura după următoarea schemă :

a. În funcție de diametrul  $d$  al arborelui, se aleg din STAS dimensiunile secțiunii transversale  $b$  și  $h$  ale penei.

b. La penele cu strângere, se determină momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea  $M_{t\text{cap}}$ , alegând — în prealabil — o lungime standardizată a penei, în funcție de lățimea cunoscută a butucului ; acest moment se compară cu momentul de torsiune  $M_t$ , care trebuie transmis. În cazul în care lățimea butucului nu este impusă, se determină — adoptând rezistența admisibilă  $\sigma_{as}$  — lungimea penei, alegându-se apoi o lungime standardizată.

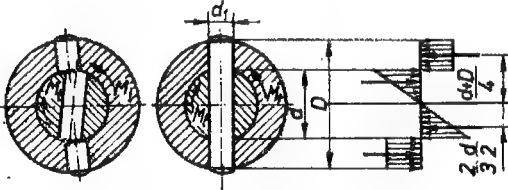
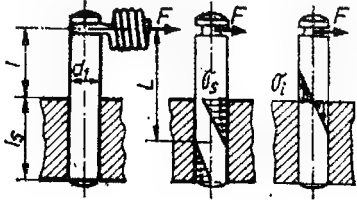
La penele paralele, se determină — din condiția de rezistență la strivire — lungimea de calcul a penei  $l_c$ , alegându-se ulterior o lungime standardizată. În cazul în care lungimea rezultată va fi mai mare decât lățimea posibilă a butucului, se vor monta două pene identice, dispuse la  $180^\circ$ .

c. La penele montate fără strângere, se efectuează un calcul de verificare la forfecare, în cazul în care arborele este confecționat dintr-un material mai rezistent decât cel al penei.

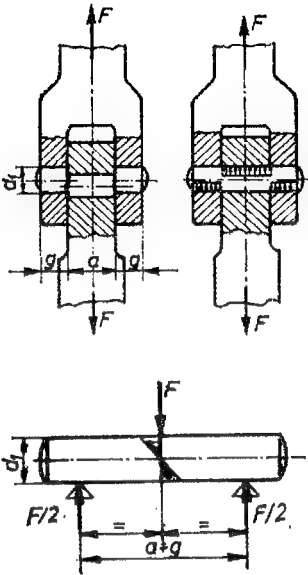
Dimensiunile știfturilor și ale bolțurilor se aleg — de cele mai multe ori — constructiv, efectuându-se un calcul de verificare, cu relațiile din tabelul 15.

Tabelul 15

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor prin știfturi și bolțuri [7—10, 12, 13, 27]

Tipul asamblării și schema de solicitare	Relațiile de calcul
	$\tau_f = \frac{4M_t}{\pi d d_1^2} \leq \tau_{af};$ <p>— între știft și manșon</p> $\sigma_s = \frac{4M_t}{d_1(I^2 - d^2)} \leq \sigma_{as};$ <p>— între știft și arbore</p> $\sigma_s = \frac{6M_t}{d_1 d^2} \leq \sigma_{as};$ $d_1 = (0,2 \dots 0,3)d;$ $\frac{I}{d} \leq 2, \text{ pentru manșon din oțel.}$
	$\sigma_s = \frac{F}{d_1 l_s} \left( 1 + 6 \frac{L}{l_s} \right) \leq \sigma_{as}; \quad L =$ $= l + \frac{l_s}{2};$ $\sigma_i = \frac{32Fl}{\pi d_1^3} \leq \sigma_{at}.$



Tipul asamblării și schema de sollicitare	Relațiile de calcul
	$\tau_f = \frac{2F}{\pi d_1^2} \leq \tau_{af};$ <p>— între bolt și tirant</p> $p = \frac{F}{d_1 a} \leq p_a;$ <p>— între bolt și ochiurile furcii</p> $\sigma_s = \frac{F}{2g d_1} \leq \sigma_{as};$ $\sigma_l = \frac{8F(a+g)}{\pi d_1^3} \leq \sigma_{al};$ $\frac{g}{a} = 0,25 \dots 0,5;$ $\frac{a}{d_1} = 1,5 \dots 1,7.$
<p>Rezistențe admisibile: <math>\sigma_{as} \leq 0,8 \sigma_{02}</math>; <math>\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}</math>; <math>\sigma_{al} \leq 1500 \text{ daN/cm}^2</math>; <math>p_a = 100 \dots 130 \text{ daN/cm}^2</math>, din condiția de neexpulzare a lubrifiantului.</p> <p>Observație: La știfturile crestate, rezistența admisibilă la strivire se adoptă cu 30% mai redusă.</p>	

99 O roată de curea este solidarizată cu arborele respectiv printr-o pană înclinată (fig. 73). Cunoscînd puterea care trebuie transmisă  $P = 10 \text{ kW}$ , turația arborelui  $n = 1000 \text{ rot/min}$  și diametrul acestuia  $d = 25 \text{ mm}$ , să se dimensioneze pana, executată din OL 60. Materialul arborelui și al roții este OL 60, iar coeficientul de frecare  $\mu = 0,15$ . Lățimea butucului roții  $B = 32 \text{ mm}$ .

### Rezolvare :

Momentul de torsiune care trebuie transmis :

$$M_t = 95500 \frac{P}{n} = 95500 \frac{10}{1000} = 955 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Din STAS 1007-71, în funcție de diametrul arborelui, se aleg :  $b = 8 \text{ mm}$ ,  $h = 7 \text{ mm}$  și  $t = 4 \text{ mm}$ .

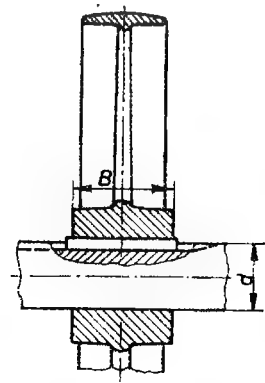


Fig. 73

Lungimea activă a penei (v. tabelul 13) este :

$$l_c = \frac{2M_t}{b \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d - \mu t \right) \sigma_{as}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 955}{0,8 \left( \frac{0,8}{6} + 1,14 \cdot 0,15 \cdot 2,5 - 0,15 \cdot 0,4 \right) 1500} = 3,2 \text{ cm},$$

considerindu-se  $\sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 13).

Din STAS 1008-71, se alege lungimea standardizată  $l = 36 \text{ mm}$ .

Se verifică, la strivire, suprafața de batere :

$$\sigma'_s = \frac{Q}{bh} = \frac{595}{0,8 \cdot 0,7} = 1063 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 2000 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$Q = F[\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg} \varphi] = 1920(0,16 + 0,15) = 595 \text{ daN};$$

$$\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) = \frac{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,15 + 0,01}{1 - 0,15 \cdot 0,01} = 0,16;$$

$$F = \frac{1}{2} b l_c \sigma_{as} = \frac{1}{2} \cdot 0,8 \cdot 3,2 \cdot 1500 = 1920 \text{ daN}.$$

Se alege o pană înclinată B8×7×36, STAS 1008-71.

**100** Să se determine momentul de torsiune capabil a fi transmis de o asamblare cu o pană înclinată subțire B 12×6×50, STAS 431-73, diametrul arborelui fiind  $d = 40 \text{ mm}$ . Să se compare acest moment cu momentul pe care îl poate prelua arborele; piesele care constituie asamblarea sînt executate din OL 60.

### Rezolvare :

Momentul de torsiune capabil — din condiția de rezistență la strivire a suprafețelor funcționale — este (v. tabelul 13) :

$$M'_{tcap} = \frac{1}{2} b l_c \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d \right) \sigma_{as} = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 5 \left( \frac{1,2}{6} + 1,14 \cdot 0,15 \cdot 4 \right) 1500 =$$

$$= 3978 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul de torsiune capabil — din condiția de rezistență la strivire a suprafeței de batere a penei — este (v. tabelul 13) :

$$M''_{tcap} = F \left( \frac{b}{6} + 1,14 \mu d \right) = 4645 \left( \frac{1,2}{6} + 1,14 \cdot 0,15 \cdot 4 \right) =$$

$$= 4106 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

$$\text{unde : } F = \frac{Q_{adm}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi} = \frac{1440}{0,16 + 0,15} = 4645 \text{ daN ; } Q_{adm} = bh \sigma'_{as} = \\ = 1,2 \cdot 0,6 \cdot 2000 = 1440 \text{ daN,}$$

adoptându-se  $\sigma'_{as} = 2000 \text{ daN/cm}^2$ .

Asamblarea poate transmite momentul de torsiune capabil, minim,  $M'_{icap} = 3978 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .

Momentul de torsiune care poate fi transmis de arbore (considerînd  $\tau_{at} = 300 \text{ daN/cm}^2$ ):

$$M_t = 0,2 d^3 \tau_{at} = 0,2 \cdot 4^3 \cdot 300 = 3840 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

asamblarea putînd transmite integral momentul de torsiune preluat de arbore.

**101** Să se determine momentul de torsiune care poate fi transmis de asamblarea prin pană înclinată concavă B  $28 \times 7,5 \times 160$ , STAS 433-73. Pana este executată din OL 60 și este montată pe un arbore cu diametrul  $d = 100 \text{ mm}$ . Să se compare acest moment cu momentul pe care îl poate transmite arborele, executat din OL 50.

### Rezolvare :

Forța admisibilă de batere a penei se determină din condiția de rezistență la strivire a suprafeței de batere :

$$Q_{adm} = bs \sigma'_{as} = 2,8 \cdot 0,75 \cdot 2000 = 4200 \text{ daN}.$$

Forța cu care pana apasă asupra arborelui, considerînd coeficientul de frecare  $\mu = \operatorname{tg} \varphi = 0,15$  și avînd înclinarea feței superioare a penei  $\operatorname{tg} \alpha = 0,01$  :

$$F = \frac{Q_{adm}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi} = \frac{4200}{0,16 + 0,15} = 13548 \text{ daN},$$

unde :

$$\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi} = \frac{0,01 + 0,15}{1 - 0,01 \cdot 0,15} = 0,16.$$

Acestei forțe de apăsare îi corespunde un efort efectiv de strivire pe fețele active ale penei :

$$\sigma_s = \frac{2F}{bl_c} = \frac{2 \cdot 13548}{2,8 \cdot 16} = 604 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2.$$

Momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea (v. tabelul 13) :

$$M'_{icap} = 1,14 \mu Fd = 1,14 \cdot 0,15 \cdot 13548 \cdot 10 = 23167 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul care poate fi transmis de arbore :

$$M'_{t\text{cap}} = 0,2 \cdot d^3 \cdot \tau_{at} = 0,2 \cdot 10^3 \cdot 300 = 60\,000 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Rezultă că pana poate transmite,

$$\frac{M'_{t\text{cap}}}{M'_{t\text{cap}}} \cdot 100 = \frac{23167}{60\,000} \cdot 100 \approx 38,5\%,$$

numai 38,5% din momentul pe care îl poate transmite arborele.

**102** Să se determine momentul de torsiune care poate fi transmis de o asamblare cu două pene înclinate concave B 25×7×125, STAS 433-73, în cazul în care penele se dispun la 90°, 120° și 180°; diametrul arborelui  $d = 90$  mm, materialul penelor fiind OL 60.

**Rezolvare :**

Forța de batere (v. tabelul 13)

$$Q = b \cdot s \cdot \sigma'_{as} = 2,5 \cdot 0,7 \cdot 2000 = 3500 \text{ daN},$$

iar forța de apăsare asupra arborelui (pentru  $\mu = 0,15$  și  $\text{tg } \alpha = 1 : 100$ ) :

$$F = \frac{Q_{adm}}{\text{tg}(\alpha + \varphi) + \text{tg } \varphi} = \frac{3500}{0,16 + 0,15} = 11290 \text{ daN}.$$

Momentul de torsiune capabil a fi transmis de asamblarea cu două pene înclinate concave este (v. tabelul 13) :

— pentru  $\gamma = 90^\circ$

$$M_{t\text{cap}} = \mu \cdot F \cdot d \left( 1 + \cos \frac{\gamma}{2} \right) = 0,15 \cdot 11290 \cdot 9(1 + 0,707) = 26017 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

— pentru  $\gamma = 120^\circ$

$$M_{t\text{cap}} = 0,15 \cdot 11290 \cdot 9(1 + 0,5) = 22862 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

— pentru  $\gamma = 180^\circ$

$$M_{t\text{cap}} = 0,15 \cdot 11290 \cdot 9(1 + 0) = 15241 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

*Observație.* Montarea a două pene la 180° nu este indicată, întrucât asamblarea transmite moment de torsiune mai mic decât în cazul unei singure pene.

**103** Ce moment de torsiune poate transmite pana tangențială cu secțiunea 39,1×11 (STAS 1010-74), la un diametru al arborelui  $d = 150$  mm și o lungime de calcul a butucului  $l_c = 80$  mm? Pana este executată din OL 60 ( $\sigma_{as} = 1500$  daN/cm<sup>2</sup>).

### Rezolvare :

Momentul de torsiune capabil (v. tabelul 13) :

$$M_{t,ap} = t l_c \left( \frac{d}{2} - \frac{t}{2} \right) \sigma_{as} = 1,1 \cdot 8 \left( \frac{15}{2} - \frac{1,1}{2} \right) 1500 = 91740 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

**104** Să se determine dimensiunile unei pene paralele (cu capetele rotunde) folosită la montarea unui cuplaj cu fricțiune. Se cunosc : diametrul arborelui  $d = 50 \text{ mm}$  ; momentul transmis de cuplaj  $M_t = 3000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  ; materialul arborelui OL 50, STAS 500-68 ; materialul semicuplajului asamblat prin pană Fe 20, STAS 568-75.

### Rezolvare :

În funcție de diametrul arborelui, se aleg, din STAS 1004-71, dimensiunile penei :  $b = 16 \text{ mm}$  și  $h = 10 \text{ mm}$ . Se determină lungimea de calcul a penei :

$$l_c = \frac{4 M_t}{d h p_a} = \frac{4 \cdot 3000}{5 \cdot 1 \cdot 300} = 8 \text{ cm}.$$

Lungimea totală a penei paralele este :

$$l = l_c + b = 8 + 1,6 = 9,6 \text{ cm},$$

alegându-se, din STAS 1005-71, o lungime standardizată  $l = 100 \text{ mm}$ . Se adoptă o pană paralelă cu găuri de fixare A  $16 \times 10 \times 100$ , STAS 1006-71.

**105** Să se dimensioneze asamblarea — cu pană paralelă — dintre o roată baladoare a unei cutii de viteze și arborele respectiv. Se cunosc :  $M_t = 1500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  ; materialul arborelui OL 50, STAS 500-68 ; materialul roții 41 C 10, STAS 791-66 ; materialul penei OL 60. Roata are lățimea  $B = 60 \text{ mm}$ .

### Rezolvare :

Din calculul de predimensionare al arborelui, rezultă :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1500}{3,14 \cdot 300}} = 2,9 \text{ cm},$$

adoptându-se  $d = 3 \text{ cm}$ . Din STAS 1004-71 — în funcție de diametrul arborelui — se aleg dimensiunile secțiunii penei de tip B :  $b = 8 \text{ mm}$  și  $h = 7 \text{ mm}$ .

Lungimea de calcul (v. tabelul 14) :

$$l_c = \frac{4 M_t}{d h p_a} = \frac{4 \cdot 1500}{3 \cdot 0,7 \cdot 250} = 11,4 \text{ cm}.$$

Este, astfel, nevoie de două pene dispuse la  $180^\circ$ , lungimea acestora fiind  $l = B + \text{cursa roții baladoare}$ .

Se verifică pana la forfecare (v. tabelul 14) :

$$\tau_f = \frac{2M_t}{dbl} = \frac{2 \cdot 1500}{3 \cdot 0,8 \cdot 2 \cdot 5,6} = 112 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 850 \text{ daN/cm}^2.$$

Asamblarea se va realiza cu două pene paralele B  $8 \times 7 \times l$ , STAS 1005-71.

**106** O roată de curea este fixată de arbore prin intermediul unei pene cilindrice (fig. 74). Se cunosc :  $M_t = 530 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $d = 30 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 6 \text{ mm}$  și  $l = 30 \text{ mm}$ , materialul știfturilor OLC 45, materialul arborelui OL 37 și materialul roții OL 50. Să se verifice asamblarea respectivă.

### Rezolvare :

Efortul unitar efectiv de forfecare (v. tabelul 14) :

$$\tau_f = \frac{2M_t}{dd_1 l z} = \frac{2 \cdot 530}{3 \cdot 0,6 \cdot 3 \cdot 1} = 196 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$\tau_{af} = 0,25 \sigma_{02} = 0,25 \cdot 3600 = 900 \text{ daN/cm}^2.$$

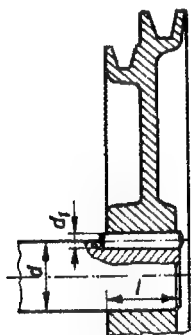


Fig. 74

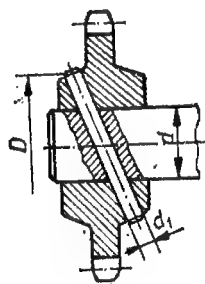


Fig. 75

Efortul unitar efectiv de strivire (v. tabelul 14) :

$$\sigma_s = \frac{4M_t}{dd_1 l z} = \frac{4 \cdot 530}{3 \cdot 0,6 \cdot 3 \cdot 1} = 392 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2.$$

**107** Știftul cilindric -- dispus înclinat față de arbore -- care fixează o roată de lanț (fig. 75), trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_t = 480 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Întrucât transmisia prin lanț funcționează

cu șocuri, se va majora sarcina — care solicită știftul — cu 10%. Care este diametrul necesar al știftului, dacă acesta este executat din OLC 45 ( $d = 30$  mm și  $D = 60$  mm)?

### Rezolvare :

Se dimensionează știftul, din condiția de rezistență la forfecare (v. tabelul 15) :

$$M_{tc} = 1,1 M_t; \tau_{af} = 0,25 \sigma_{02} = 0,25 \cdot 3600 = 900 \text{ daN/cm}^2;$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4M_{tc}}{\pi d \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 480 \cdot 1,1}{3,14 \cdot 3 \cdot 900}} \approx 0,5 \text{ cm},$$

adoptîndu-se un știft B 6×65, STAS 1599-68.

Efortul unitar efectiv de strivire dintre știft și arbore (v. tabelul 15) :

$$\sigma_s = \frac{6M_{tc}}{d_1 d^2} = \frac{6 \cdot 480 \cdot 1,1}{0,6 \cdot 3^2} = 587 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2.$$

Efortul unitar efectiv de strivire dintre știft și roată (v. tabelul 15) :

$$\sigma_s = \frac{4M_{tc}}{d_1(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 480 \cdot 1,1}{0,6(6^2 - 3^2)} = 130 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2.$$

**108** Asupra sistemului de comandă al unui cuplaj intermitent, comandat, acționează o forță  $F = 40$  daN (fig. 76). Se cunosc :  $a = 15$  mm,  $g = 8$  mm, dimensiunile bolțului de legătură 6×32, materialul pîrghiei și furcii OL 37 și materialul bolțului OLC 35. Să se verifice asamblarea.

### Rezolvare :

Efortul unitar efectiv de strivire dintre bolț și pîrghie (v. tabelul 15) :

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{F}{ad_1} = \frac{40}{1,5 \cdot 0,6} = 44 \text{ daN/cm}^2 < \\ &< \frac{\sigma_{as}}{1,3} = \frac{1500}{1,3} = 1154 \text{ daN/cm}^2. \end{aligned}$$

Presiunea de contact dintre bolț și furcă (v. tabelul 15) :

$$\begin{aligned} p &= \frac{F}{2gd_1} = \frac{40}{2 \cdot 0,8 \cdot 0,6} = \\ &= 42 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 120 \text{ daN/cm}^2. \end{aligned}$$

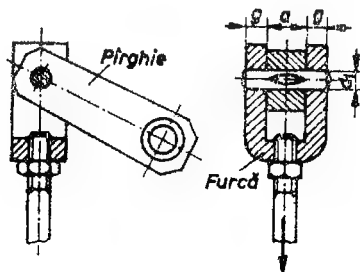


Fig. 76

Efortul unitar efectiv de încovoiere din bolț :

$$\sigma_i = \frac{8F(a+g)}{\pi d_1^3} = \frac{8 \cdot 40(1,5 + 0,8)}{3,14 \cdot 0,6^3} = 1085 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 1400 \text{ daN/cm}^2.$$

Efortul unitar efectiv de forfecare din bolț :

$$\tau_f = \frac{F}{2 \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{40}{2 \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4}} = 71 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$\tau_{af} = 0,25 \quad \sigma_{02} = 0,25 \cdot 3600 = 900 \text{ daN/cm}^2.$$

**109** Un știft crestat, pe o porțiune din lungime, este folosit ca osie pentru rola unui transportor (fig. 77). Se cunosc : forța care solicită rola  $F = 250 \text{ daN}$ , diametrul știftului  $d_1 = 20 \text{ mm}$ , lățimea rolei  $l_r = 40 \text{ mm}$ , lățimea piesei de sprijin  $l_s = 45 \text{ mm}$ . Să se verifice știftul și să se precizeze dacă dimensiunile alese sînt corespunzătoare.

**Rezolvare :**

Presiunea de contact dintre rolă și știft (v. tabelul 15) :

$$p = \frac{F}{d_1 l_r} = \frac{250}{2 \cdot 4} = 31 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 120 \text{ daN/cm}^2.$$

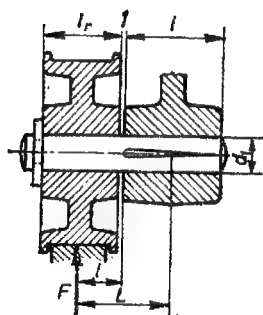


Fig. 77

Efortul unitar efectiv de strivire pe suprafața de contact dintre știft și piesa de sprijin (v. tabelul 15) :

$$\begin{aligned} \sigma_s &= \frac{F}{d_1 l_s} \left( 1 + 6 \frac{L}{l_s} \right) = \frac{250}{2 \cdot 4,5} \left( 1 + 6 \frac{4,35}{4,5} \right) = \\ &= 189 \text{ daN/cm}^2 < \frac{\sigma_{as}}{1,3} = \frac{1500}{1,3} = 1154 \text{ daN/cm}^2, \end{aligned}$$

unde :

$$L = \frac{l_r}{2} + 0,1 + \frac{l_s}{2} = \frac{4}{2} + 0,1 + \frac{4,5}{2} = 4,35 \text{ cm}.$$

Efortul unitar efectiv de încovoiere din știft :

$$\sigma_i = \frac{32 Fl}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 250 \cdot 2,1}{3,14 \cdot 2^3} = 669 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 1400 \text{ daN/cm}^2,$$



unde :

$$l = \frac{l_r}{2} + 0,1 = \frac{4}{2} + 0,1 = 2,1 \text{ cm.}$$

În concluzie, dimensiunile asamblării sînt bine alese.

**110** Să se calculeze momentul de torsiune maxim ce poate fi transmis de asamblarea — dintre un arbore și butucul unei roți de curea — cu pană înclinată cu nas  $18 \times 11 \times 63$ , STAS 1009-71, cunoscînd diametrul arborelui  $d = 60 \text{ mm}$  ( $\mu = 0,15$ ;  $\sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2$ ).

**111** La o mașină agricolă — care funcționează cu șocuri mari — flanșa unui cuplaj este fixată pe arbore prin intermediul unei pene înclinate cu nas (fig. 78). Să se verifice asamblarea, cunoscînd:  $M_t = 3100 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $d = 50 \text{ mm}$ ; dimensiunile secțiunii penei  $16 \times 10 \text{ mm}$ ;  $l_c = 80 \text{ mm}$ ;  $\mu = 0,15$ ;  $\sigma_{as} = 500 \text{ daN/cm}^2$ .

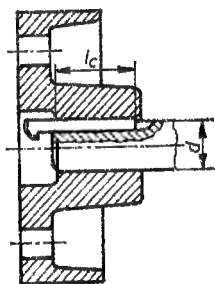


Fig. 78

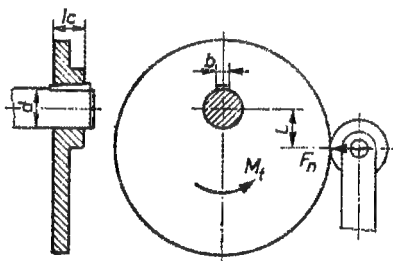


Fig. 79

**112** O camă este fixată pe un arbore printr-o pană înclinată concavă (fig. 79), atât cama cît și arborele fiind executate din oțel. Cama se rotește într-un singur sens, asupra acesteia acționînd o rolă cu o forță normală  $F_n = 55 \text{ daN}$ . Se cunosc: diametrul arborelui pe care se montează cama  $d = 25 \text{ mm}$ ; lungimea activă a penei (lungimea butucului)  $l_c = 20 \text{ mm}$ ; brațul forței  $L = 22 \text{ mm}$ . Să se verifice dacă pana poate transmite momentul de torsiune  $M_t = F_n L$  ( $\mu = 0,15$ ,  $\sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2$ ).

**113** La un arbore cu  $d = 500 \text{ mm}$ , penele tangențiale normale au dimensiunile  $b = 125,9 \text{ mm}$  și  $t = 34 \text{ mm}$  (conform STAS 1010-74), iar penele tangențiale solicitate alternant sau cu șocuri au dimensiunile  $b = 150 \text{ mm}$  și  $t = 50 \text{ mm}$  (conform STAS 1011-74). Cunoscînd  $M_t = 4000000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  și  $l_c = 600 \text{ mm}$ , se cere să se verifice penele la solicitarea de strivire.

**114** O roată de curea din fontă—întrebuințată la o mașină agricolă — este fixată pe arbore prin pene tangențiale cu  $b = 30$  mm și  $t = 10$  mm, conform STAS 1011-74 (fig. 80) ; asamblarea trebuie să transmită un moment de torsiune cu șocuri, în ambele sensuri. Care este lungimea activă a penelor, dacă valoarea maximă a momentului de torsiune este  $M_t = 60\,000$  daN·cm, iar diametrul arborelui  $d = 100$  mm ? Penele sînt executate din OL 60 ( $\sigma_{as} = 500$  daN/cm<sup>2</sup>).

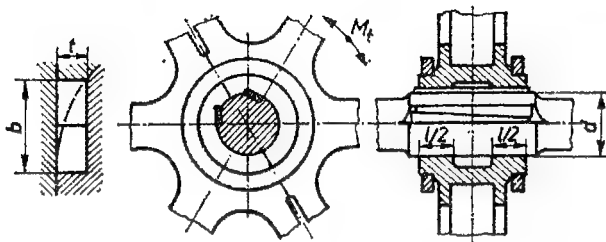


Fig. 80

**115** Asamblarea de tip arbore — butuc, cu diametrul  $d = 60$  mm și lungimea  $l = 105$  mm, trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_t = 10\,000$  daN·cm. Materialul arborelui este OLC 45, iar al butucului Fc 30. Să se aleagă pana paralelă, tip A, care realizează această asamblare ( $\sigma_{as} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>).

**116** O roată de curea — pentru antrenarea unei mașini de prelucrare a lemnului — se fixează pe arborele respectiv printr-o pană paralelă (fig. 81). Asamblarea trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_t = 2000$  daN·cm. Să se dimensioneze asamblarea, dacă  $d = 32$  mm, pana fiind executată din OL 60 ( $\sigma_{as} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>).

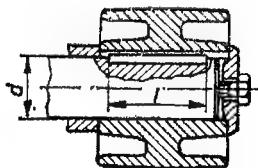


Fig. 81

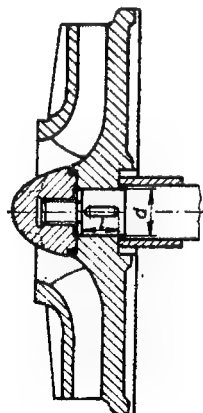


Fig. 82

**117** Rotorul unei pompe este fixat pe arbore printr-o pană paralelă (fig. 82). Să se verifice asamblarea, cunoscîndu-se :  $M_t = 13\,500$  daN·cm ;  $d = 90$  mm ;  $l = 70$  mm, pana fiind executată din OL 60.

**118** Să se calculeze asamblarea cu pană disc, capabilă să transmită un moment de torsiune  $M_t = 2000 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ , dacă diametrul arborelui este  $d = 32 \text{ mm}$  ( $\sigma_{as} = 1200 \text{ daN/cm}^2$ ).

**119** O roată de curea din fontă, folosită pentru antrenarea unui mecanism auxiliar al unei mașini, este fixată pe arbore — executat din oțel — printr-o pană disc  $10 \times 15$ , STAS 1012-71 (fig. 83).

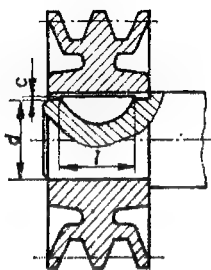


Fig. 83

Ce moment de torsiune poate transmite asamblarea? Poate asamblarea să transmită o putere  $P = 5 \text{ kW}$ , la o turație de  $1000 \text{ rot/min}$ ? Se cunosc:  $d = 45 \text{ mm}$ ,  $l = 37,1 \text{ mm}$  și  $\sigma_{as} = 1200 \text{ daN/cm}^2$ .

**120** O pană cilindrică — cu  $d_1 = 5 \text{ mm}$  și  $l = 20 \text{ mm}$  — fixează o manivelă pe arborele respectiv (fig. 84). Se cunosc:  $d = 20 \text{ mm}$ ;  $D = 40 \text{ mm}$ ;  $L = 35 \text{ mm}$ ; materialul penei OLC 45; materialul arborelui OL 37; materialul butucului OL 50. Să se calculeze: momentul de torsiune pe care-l poate transmite asamblarea, din condiția de rezistență la forfecare a penei cilindrice; momentul capabil, din condiția de rezistență la strivire; forța  $F$ , corespunzătoare momentului minim calculat. Se va considera  $\sigma_{as} = 1000 \text{ daN/cm}^2$  și  $\tau_{af} = 750 \text{ daN/cm}^2$ .

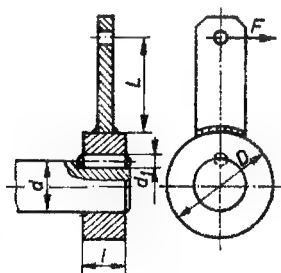


Fig. 84

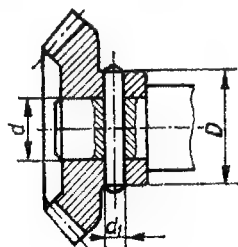


Fig. 85

**121** Pe arborele unei transmisii este fixată, printr-un știft cilindric, o roată conică (fig. 85), care trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_t = 280 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ . Se cunosc:  $d_1 = 6 \text{ mm}$ ;  $d = 20 \text{ mm}$ ;  $D = 40 \text{ mm}$ ; materialul știftului OLC 45; materialul arborelui OL 37 și al roții OL 60. Să se verifice rezistența știftului.

**122** În figura 86 se prezintă articulația unei tije de tracțiune. Cunos-cind forța care soliciță tija  $F=1100$  daN, dimensiunile  $a=35$  mm și  $g=15$  mm, materialul bolțului OLC 35, materialul tije și al furcii OL 37, să se dimensioneze și să se verifice bolțul ( $p_a = 130$  daN/cm<sup>2</sup>).

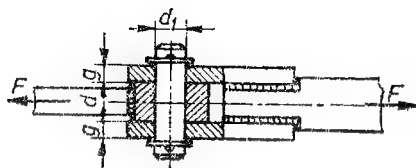


Fig. 86

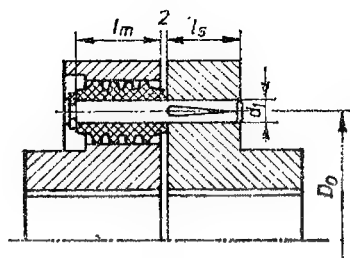


Fig. 87

**123** Un cuplaj cu bolțuri și manșon de cauciuc este format din șase manșoane fixate prin intermediul unor știfturi crestate (fig. 87). Cuplajul trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_t = 6500$  daN·cm. Se cunosc:  $d_1 = 20$  mm;  $D_0 = 175$  mm;  $l_m = 30$  mm;  $l_s = 20$  mm; materialul știftului OLC 45; materialul semicuplajelor OL 42. Să se verifice știfturile crestate.

## ASAMBLĂRI PRIN CANELURI

Asamblările prin caneluri — folosite, în special, la cutiile de viteze ale autovehiculelor și mașinilor-unelte, la cuplaje etc. — pot fi fixe sau mobile, caracterul fix sau mobil reflectându-se asupra formei și dimensiunilor profilului, precum și asupra modului de centrare.

Profilul asamblărilor prin caneluri poate fi dreptunghiular (fig. 88, *a*), triunghiular (fig. 88, *b*) și în evolventă (fig. 88, *c*).

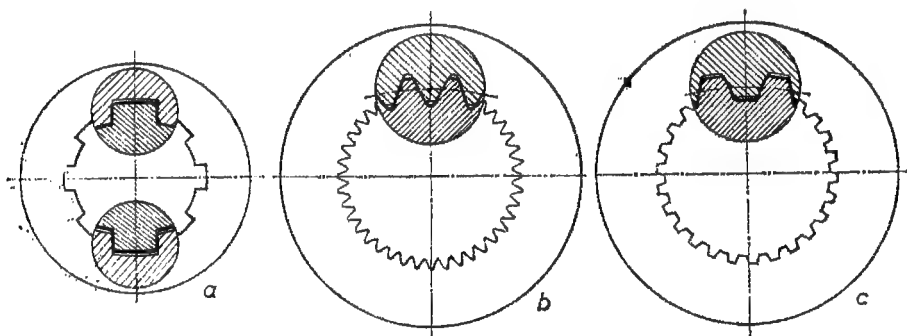


Fig. 88

Standardele clasifică asamblările prin caneluri dreptunghiulare — în funcție de capacitatea de a transmite sarcina și de modul de cuplare — în trei serii, care diferă prin dimensiuni, modul de centrare și numărul canelurilor (STAS 1768-68, 1769-68 și 1770-68).

## NOTAȚII FOLOSITE

- $d, D$  — diametrele interior și exterior ale arborelui canelat;
- $d_i, d_e$  — diametrul de fund, respectiv de vîrf al arborelui, la canelurile în evolventă;
- $D_e, D_d$  — diametrul de vîrf al butucului, respectiv diametrul de divizare, la canelurile în evolventă;
- $h$  — înălțimea portantă a canelurii;
- $L$  — lungimea butucului canelat;
- $M_{tn}$  — momentul de torsiune nominal;
- $M_{t\,cap}$  — momentul de torsiune capabil să-l transmită asamblarea;

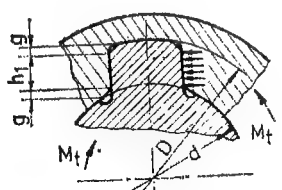
- $S'$  — suprafața portantă, necesară pentru transmiterea momentului de torsiune nominal;  
 $s'$  — suprafața portantă reală — a flancurilor canelurilor — raportată la unitatea de lungime de contact a butucului canelat;  
 $z$  — numărul de caneluri;  
 $\sigma_s, \sigma_{as}$  — efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la strivire;  
 $\tau_{at}$  — rezistența admisibilă la torsiune, pentru calculul convențional al arborilor.

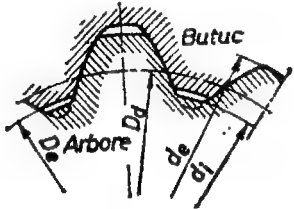
## RELAȚII ȘI METODICA DE CALCUL

Cunoscând momentul nominal de torsiune  $M_{tn}$  și condițiile de funcționare, calculul asamblărilor prin caneluri se poate desfășura după metoda prezentată în tabelul 16.

Tabelul 16

Relațiile și metodică de calcul a asamblărilor prin caneluri [7, 12, 26, 27]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
<i>Caneluri dreptunghiulare</i>	
Diametrul arborelui, $d$	$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0,2\tau_{at}}}; \tau_{at} = 250 \dots 350 \text{ daN/cm}^2.$
Parametrii asamblării	În funcție de diametrul $d$ al arborelui, din STAS 1768-68, 1769-68 și 1770-68.
Suprafața portantă necesară, $S'$	$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \frac{1}{\sigma_{as}}; \sigma_{as}, \text{ v. tabelul AII-10.}$
Suprafața portantă reală, raportată la unitatea de lungime, $s'$	 $s' = 0,75 \left( \frac{D-d}{2} - 2g \right) z;$ $g \equiv c.$
Lungimea necesară a butucului canelat, $L$	$L \geq S'/s'.$
Momentul de torsiune capabil, $M_{t \text{ cap}}$	$M_{t \text{ cap}} = s' L r_m \sigma_{as} \geq M_{tn}.$

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
<i>Caneluri în evolventă</i>	
Diametrul arborelui, $d$	La fel ca la canelurile dreptunghiulare.
Parametrii asamblării	În funcție de diametrul arborelui $d \equiv d_t$ , din STAS 6858-63.
Lungimea necesară a butucului, $L$	 $L > \frac{2M_{tn}}{0,75D_d h z \sigma_{as}}; \quad h = \frac{d_s - D_d}{2};$ $\sigma_{as}, \text{ v. tabelul AII-10.}$
Efortul unitar de strivire, $\sigma_s$	$\sigma_s = \frac{2M_{tn}}{0,75D_d h L z} < \sigma_{as}.$
Momentul de torsiune capabil, $M_{tcap}$	$M_{tcap} = 0,375D_d h L z \sigma_{as} > M_{tn}.$

În funcție de condițiile de funcționare, se alege seria asamblării canelate, din STAS 1768-68, 1769-68 și 1770-68, pentru canelurile dreptunghiulare. Parametrii asamblării prin caneluri în evolventă se aleg din STAS 6858-63.

**124** Să se calculeze lungimea asamblării prin caneluri din fig. 89, care trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_{tn} = 8500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Arborele și butucul canelat sînt executați din OLC 60, condițiile de funcționare fiind grele; cuplarea se face în gol.

### Rezolvare :

Se predimensionează arborele (v. tabelul 28, cap. 13) :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0,2\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{8500}{0,2 \cdot 250}} \approx 5,5 \text{ cm},$$

considerînd  $\tau_{at} = 250 \text{ daN/cm}^2$ .

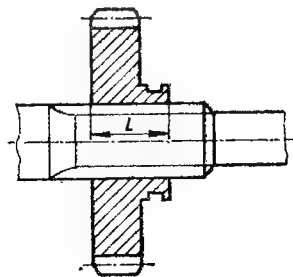


Fig. 89

Pentru un arbore cu diametrul  $d = 55$  mm, se alege un arbore canelat, serie mijlocie,  $8 \times 56 \times 65$ , STAS 1769-68. Se calculează suprafața portantă necesară :

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \cdot \frac{1}{\sigma_{as}} = \frac{8\,500}{\frac{6,5 + 5,6}{4}} \cdot \frac{1}{250} = 11,2 \text{ cm}^2,$$

alegându-se  $\sigma_{as} = 250$  daN/cm<sup>2</sup>, din tabelul AII-10.

Suprafața portantă reală a flancurilor, pe unitatea de lungime de contact, este :

$$s' = 0,75 \left( \frac{D - d}{2} - 2g \right) z = 0,75 \left( \frac{6,5 - 5,6}{2} - 2 \cdot 0,05 \right) 8 = 2,1 \text{ cm}^2/\text{cm},$$

obținându-se lungimea necesară a asamblării :

$$L \geq \frac{S'}{s'} = \frac{11,2}{2,1} = 5,3 \text{ cm}.$$

**125** Să se verifice arborele canelat  $10 \times 82 \times 88$ , STAS 1768-68 — executat din OL 50 — care transmite un moment de torsiune  $M_{tn} = 20\,000$  daN·cm, lungimea butucului canelat fiind  $L = 50$  mm. Asamblarea este fixă, iar condițiile de funcționare — mijlocii.

### Rezolvare :

Se calculează suprafața portantă reală a flancurilor, raportată la unitatea de lungime (v. tabelul 16) :

$$s' = 0,75 \left( \frac{D - d}{2} - 2g \right) z = 0,75 \left( \frac{8,8 - 8,2}{2} - 2 \cdot 0,05 \right) 10 = 1,5 \text{ cm}^2/\text{cm},$$

și raza medie a canelurilor :

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{8,8 + 8,2}{4} = 4,25 \text{ cm}.$$

Momentul de torsiune capabil a fi transmis :

$$M_{t, cap} = s' L r_m \sigma_{as} = 1,5 \cdot 5 \cdot 4,25 \cdot 800 = 25\,500 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_{tn} = 20\,000 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

rezultând că arborele canelat este bine ales ( $\sigma_{as} = 800$  daN/cm<sup>2</sup>, v. tabelul AII-10).

**126** Să se determine lungimea necesară a butucului — pentru un arbore canelat din seria mijlocie,  $8 \times 42 \times 48$ , STAS 1769-68 — care să permită cuplarea în gol, în condiții mijlocii de funcționare. Materialul arborelui și butucului canelat : OLC 60.



### Rezolvare :

Se determină momentul pe care-l poate transmite arborele :

$$M_{tn} = W_p \tau_{at} = 0,2 d^3 \tau_{at} = 0,2 \cdot 4,2^3 \cdot 300 = 4445 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Suprafața portantă necesară este :

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \frac{1}{\sigma_{as}} = \frac{4445}{2,25} \cdot \frac{1}{300} = 6,58 \text{ cm}^2,$$

adoptîndu-se :  $\sigma_{as} = 300 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-10) și  $\tau_{at} = 300 \text{ daN/cm}^2$  ;

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{4,8 + 4,2}{4} = 2,25 \text{ cm}.$$

Se calculează suprafața portantă reală a flancurilor, pe unitatea de lungime de contact :

$$s' = 0,75 \left( \frac{D - d}{2} - 2g \right) z = 0,75 \left( \frac{4,8 - 4,2}{2} - 2 \cdot 0,03 \right) 8 = 1,44 \text{ cm}^2/\text{cm},$$

rezultînd lungimea necesară a butucului :

$$L \geq \frac{S'}{s'} = \frac{6,58}{1,44} \approx 4,6 \text{ cm}.$$

**127** Pe un arbore canelat — serie mijlocie — este montat un semicuplaj care funcționează în condiții medii, transmițînd o putere  $P = 11 \text{ kW}$ , la o turație  $n = 400 \text{ rot/min}$ . Să se calculeze lungimea necesară a butucului semicuplajului, admițînd  $\tau_{at} = 300 \text{ daN/cm}^2$  și  $\sigma_{as} = 150 \text{ daN/cm}^2$ .

### Rezolvare :

Momentul de torsiune care trebuie să fie transmis de arborele canelat este :

$$M_{tn} = 95500 \frac{P}{n} = 95500 \cdot \frac{11}{400} \approx 2626 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se predimensionează arborele :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tn}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{2626}{0,2 \cdot 300}} \approx 3,5 \text{ cm},$$

alegîndu-se, din STAS 1769-68, un arbore canelat  $8 \times 36 \times 42$ .

Raza medie a canelurilor este, în acest caz,

$$r_m = \frac{D + d}{4} = \frac{42 + 36}{4} = 19,5 \text{ mm},$$

obținându-se suprafața portantă necesară

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \cdot \frac{1}{\sigma_{as}} = \frac{2626}{1,95} \cdot \frac{1}{150} \approx 8,98 \text{ cm}^2.$$

Suprafața portantă reală a flancurilor, raportată la unitatea de lungime de contact, are valoarea :

$$s' = 0,75 \left( \frac{D - d}{2} - 2g \right) z = 0,75 \left( \frac{4,2 - 3,6}{2} - 2 \cdot 0,03 \right) 8 = 1,44 \text{ cm}^2/\text{cm},$$

rezultînd lungimea necesară a butucului semicuplajului

$$L \geq \frac{S'}{s'} = \frac{8,98}{1,44} \approx 6,2 \text{ cm}.$$

**128** Discurile exterioare — conduse — (fig. 90) ale unui cuplaj multidisc sînt fixate pe semicuplajul condus (v. spre exemplu fig. 114) —

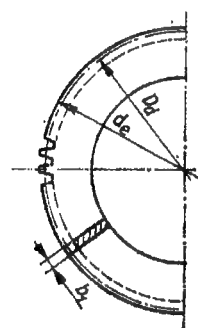


Fig. 90

pentru a transmite momentul de torsiune și pentru a se deplasa axial — prin intermediul unor caneluri în evolutivă (CEF 180  $\times$  4, STAS 6858-63). Momentul de torsiune,  $M_{tn} = 25\,000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , se transmite — cu șocuri — prin șapte discuri exterioare, din oțel, cu grosimea  $b_1 = 3 \text{ mm}$ . Să se determine efortul unitar efectiv de strivire și momentul de torsiune pe care-l poate transmite asamblarea prin caneluri a unui singur disc.

### Rezolvare :

În relațiile din tabelul 16, se introduc elementele de calcul corespunzătoare unui singur disc ( $b_1$  în loc de  $L$  și  $M_{tn1}$  în loc de  $M_{tn}$ ).

Efortul unitar de strivire :

$$\sigma_{s1} = \frac{2 M_{tn1}}{0,75 D_a h b_1 z} = \frac{2 \cdot 3571}{0,75 \cdot 17,6 \cdot 0,36 \cdot 0,3 \cdot 44} = 114 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \sigma_{as} = 150 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2},$$

unde :

$$M_{tn1} = \frac{M_{tn}}{7} = \frac{25\,000}{7} = 3571 \text{ daN} \cdot \text{cm}; \quad b_1 = L = 3 \text{ mm}; \quad d_e = 179,2 \text{ mm},$$

$$D_e = 172 \text{ mm}, \quad D_a = 176 \text{ mm} \text{ și } z = 44, \text{ din STAS 6858-63}; \quad h = \frac{d_e - D_e}{2} =$$

$$\frac{179,2 - 172}{2} = 3,6 \text{ mm}; \quad \sigma_{as} = 150 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AII-10).}$$

Se determină momentul de torsiune pe care-l poate transmite un singur disc (v. tabelul 16):

$$\begin{aligned} M_{t\text{ cap1}} &= 0,375 D_d k b_1 z \sigma_{as} = 0,375 \cdot 17,6 \cdot 0,36 \cdot 0,3 \cdot 44 \cdot 150 = \\ &= 4704 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_{tn1} = 3571 \text{ daN} \cdot \text{cm}. \end{aligned}$$

**129** Să se calculeze momentul de torsiune ce poate fi transmis cu un arbore canelat, seria ușoară,  $6 \times 28 \times 32$ , STAS 1768-68, considerându-se asamblarea fixă. Să se calculeze lungimea butucului asamblării canelate, adoptându-se  $\tau_{at} = 300 \text{ daN/cm}^2$  și  $\sigma_{as} = 400 \text{ daN/cm}^2$ .

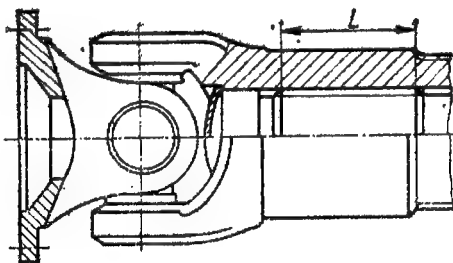
**130** Să se calculeze lungimea butucului asamblării prin caneluri — cu deplasări axiale — pentru transmiterea unui moment de torsiune  $M_t = 16\,000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , de către un arbore canelat, seria mijlocie,  $10 \times 72 \times 82$ , STAS 1769-68, care funcționează în condiții medii. Se consideră  $\sigma_{as} = 250 \text{ daN/cm}^2$ .

**131** Ce putere poate transmite — la turația  $n = 460 \text{ rot/min}$  — un arbore canelat seria grea,  $16 \times 52 \times 60$ , STAS 1770-68? Se adoptă  $\tau_{at} = 250 \text{ daN/cm}^2$  și  $\sigma_{as} = 100 \text{ daN/cm}^2$ .

**132** Să se verifice asamblarea mobilă, realizată cu ajutorul unui arbore canelat, seria mijlocie,  $10 \times 92 \times 102$ , STAS 1769-68, cunoscându-se:  $L = 65 \text{ mm}$  și  $M_{tn} = 25\,000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  ( $\sigma_{as} = 300 \text{ daN/cm}^2$ ).

**133** Să se calculeze asamblarea prin caneluri, dintre o furcă cardanică și arborele respectiv (fig. 91), știind că momentul de torsiune ce trebuie transmis de arbore este  $M_{tn} = 175 \text{ daN} \cdot \text{m}$ . Arborele canelat are dimensiunile de  $10 \times 72 \times 78$ , STAS 1768-68 ( $\sigma_{as} = 480 \text{ daN/cm}^2$ ).

Fig. 91



**134** Să se calculeze grosimea  $b_1$  și momentul de torsiune pe care-l poate transmite un singur disc interior (conducător) al cuplajului multi-disc, din problema 128. Pentru a transmite momentul de torsiune și pentru a se deplasa axial, se folosesc caneluri în evolventă CEF  $120 \times 3$ , STAS 6858-63; sint opt discuri interioare.

## ASAMBLĂRI PRIN STRÎNGERE PE CON

Asamblările prin strângere pe con sînt asamblări fixe, obținute prin deformarea elastică a pieselor asamblate. Se folosesc la fixarea butucilor pe arbori; funcționează prin frecare, apăsarea dintre arbore și butuc realizându-se prin tensionare axială, cu ajutorul unei piulițe.

## NOTAȚII FOLOSITE

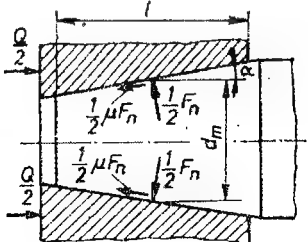
- $c$  — coeficientul de siguranță al asamblării;  
 $d_m$  — diametrul mediu al suprafeței de contact;  
 $F_n$  — forța de strângere, normală pe generatoarea conului;  
 $l, l_{nec}$  — lungimea, respectiv lungimea necesară a suprafeței de contact;  
 $M_f$  — momentul de frecare;  
 $M_t$  — momentul de torsiune care trebuie transmis de asamblare;  
 $Q$  — forța axială de tensionare;  
 $\sigma_{as}$  — rezistența admisibilă la solicitarea de strivire;  
 $\mu, \varphi$  — coeficientul de frecare de alunecare, respectiv unghiul de frecare ( $\varphi = \arctg \mu$ );  
 $\alpha$  — unghiul de înclinare a generatoarei conului.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor prin strângere pe con sînt redată în tabelul 17.

Tabelul 17

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor  
prin strângere pe con [12, 13, 27]

Schema de solicitare a asamblării	Relațiile de calcul	Recomandări, Rezistențe admisibile
	$Q = F_n (\sin \alpha + \mu \cos \alpha);$ $M_f = \mu F_n \frac{d_m}{2} \geq c M_t;$ $F_n = \frac{2c M_t}{\mu d_m};$ $l_{nec} = \frac{F_n}{\pi d_m \sigma_{as}}.$	$\mu = 0,15 \dots 0,20;$ $c = 1,1 \dots 1,3;$ $\alpha = 3^\circ \dots 7^\circ;$ $\sigma_{as} \approx 500 \text{ daN/cm}^2.$

**135** Să se determine lungimea necesară de contact, a asamblării prin strângere pe con dintre un arbore și o roată de curea (fig. 92), știind că momentul de torsiune care trebuie transmis este  $M_t = 4800 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , coeficientul de frecare dintre roată și arbore  $\mu = 0,15$ , iar diametrul mediu al suprafeței de contact  $d_m = 2,3 \text{ cm}$ .

### Rezolvare :

Forța normală pe generatoarea conului (v. tabelul 17) :

$$F_n = \frac{2cM_t}{\mu d_m} = \frac{2 \cdot 1,2 \cdot 4800}{0,15 \cdot 2,3} \approx 33391 \text{ daN},$$

adoptîndu-se  $c = 1,2$ .

Se determină lungimea necesară de contact :

$$l_{nec} = \frac{F_n}{\pi d_m \sigma_{as}} = \frac{33391}{3,14 \cdot 2,3 \cdot 500} \approx 9,2 \text{ cm}.$$

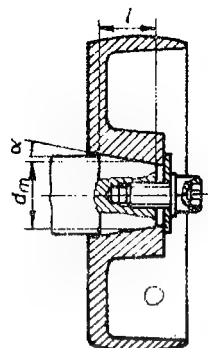


Fig. 92

**136** Să se verifice asamblarea prin strângere pe con dintre un arbore și o roată de curea trapezoidală (fig. 93). Se cunosc :  $M_t = 5000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $Q = 6200 \text{ daN}$ ,  $l = 50 \text{ mm}$ ,  $\mu = 0,2$ ,  $c = 1,1$ ,  $d_m = 28,75 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 6^\circ$ .

### Rezolvare :

Se determină forța normală de apăsare (v. tabelul 17) :

$$F_n = \frac{Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = \frac{6200}{0,10 + 0,2 \cdot 0,994} = 20750 \text{ daN}.$$

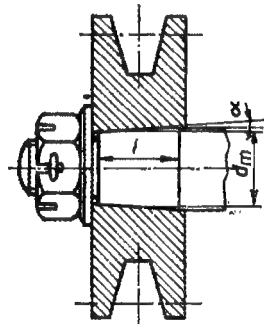


Fig. 93

Se verifică momentul de torsiune pe care-l poate transmite asamblarea :

$$M_f = \mu F_n \frac{d_m}{2} = 0,2 \cdot 20750 \frac{2,875}{2} = 5966 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_{tc},$$

unde :  $M_{tc} = cM_t = 1,1 \cdot 5000 = 5500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .

Se verifică asamblarea la solicitarea de strivire :

$$\sigma_s = \frac{F_n}{\pi d_m l} = \frac{20750}{3,14 \cdot 2,875 \cdot 5} \approx 460 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 500 \text{ daN/cm}^2.$$

137 Să se verifice asamblarea prin strângere pe con la care se cunosc :  
 $M_t = 28 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ,  $l = 38 \text{ mm}$ ,  $\mu = 0,2$ ,  $c = 1,1$ ,  $d_m = 25 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 6^\circ$ ,  
 $Q = 4200 \text{ daN}$ .

138 Să se determine momentul de torsiune maxim care poate fi transmis de o roată dințată, asamblată pe arborele respectiv — prin strângere pe con (fig. 94), astfel încît asamblarea să reziste la solicitarea de strivire. Se cunosc :

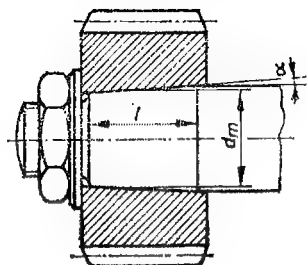


Fig. 94

$d_m = 46 \text{ mm}$ ,  $c = 1,3$ ,  $\mu = 0,2$ ,  $l = 27 \text{ mm}$ .

139 Să se calculeze forța axială de tensiionare — la o asamblare prin strângere pe con — cunoscîndu-se :  $M_t = 4600 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , diametrul maxim al conului  $52 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 3^\circ$ ,  $l = 60 \text{ mm}$ ,  $\mu = 0,2$  și  $c = 1,2$ .

## ASAMBLĂRI CU BRĂȚARĂ DE STRÎNGERE

La asamblările cu brățară de strângere — care fac parte din categoria asamblărilor bazate pe acțiunea forțelor de frecare — presiunea necesară este creată prin strângere cu șuruburi. Se folosesc pentru fixarea pe bare, tije, coloane, osii sau arbori a diferitelor manivele, brațe, suporti, roți de transmisie, care — de regulă — sînt solidare cu brățara.

### NOTAȚII FOLOSITE

- $c$  — coeficientul de siguranță al asamblării;
- $d$  — diametrul arborelui;
- $M_f, M_{tc}$  — momentul de frecare, respectiv momentul de torsiune de calcul;
- $F_s$  — forța de strângere, realizată de un șurub;
- $l$  — lungimea de contact dintre brățară și arbore;
- $N$  — forța normală pe suprafața de contact dintre brățară și arbore;
- $z$  — numărul de șuruburi dispuse pe o parte a brățării cu capac, respectiv numărul total de șuruburi la brățara secționată;
- $\mu$  — coeficientul de frecare de alunecare dintre arbore și brățară.

### RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Calculul acestor asamblări constă, de fapt, în dimensionarea șuruburilor de strângere la solicitarea de întindere, cu o forță de calcul  $F_c = 1,3F_s^{*)}$  și verificarea presiunii de contact dintre arbore și brățară. Relațiile de calcul și recomandările necesare sînt prezentate în tabelul 18.

**140** Să se dimensioneze cele opt șuruburi de la o brățară de strângere cu capac, cu ajutorul căreia să se poată transmite un moment de torsiune  $M_t = 5600 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Să se stabilească lungimea brățării, știind că arborele și șuruburile sînt executate din OL 50 ( $\sigma_{at} = 800 \text{ daN/cm}^2$ ).

\*) Pentru a lua în considerare și solicitarea de torsiune, care apare la montaj.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor cu brățară de strângere  
[7, 9, 12, 13, 24, 27, 40, 52]

Schema de solicitare a asamblării	Relațiile de calcul	Recomandări. Rezistențe admisibile
	$N = 2z F_s;$ $M_{tc} \leq M_f = \mu N d = 2\mu z F_s d;$ $F_s \geq \frac{M_{tc}}{2\mu z d}; \quad M_{tc} = c M_t;$ $\sigma_s = \frac{N}{ld} = \frac{2z F_s}{ld} \leq \sigma_{as}.$	$\mu = 0,15 \dots 0,20;$ $c = 1,2 \dots 1,8;$
	$F_s = \frac{Na}{zb};$ $M_{tc} = c M_t \leq M_f = \mu N d;$ $N \geq \frac{M_{tc}}{\mu d};$ $\sigma_s = \frac{N}{ld} \leq \sigma_{as}.$	$\sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2.$

### Rezolvare :

Momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = c M_t = 1,5 \cdot 5600 = 8400 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

adoptîndu-se  $c = 1,5$ . Diametrul arborelui se calculează cu relația (v. tabelul 28 din cap. 13) :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{5600}{0,2 \cdot 200}} = 5,2 \text{ cm},$$

în care :  $\tau_{at} = 200 \text{ daN/cm}^2$ .

Forța de strângere pentru un șurub :

$$F_s \geq \frac{M_{tc}}{2\mu z d} = \frac{8400}{2 \cdot 0,15 \cdot 4 \cdot 5,2} \approx 1346 \text{ daN},$$

considerîndu-se  $\mu = 0,15$ , iar forța de calcul, pentru șuruburi, este

$$F_c = 1,3 F_s = 1,3 \cdot 1346 = 1750 \text{ daN},$$

rezultînd diametrul interior, necesar, al șuruburilor de fixare :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1750}{3,14 \cdot 800}} = 1,66 \text{ cm};$$

se adoptă, din STAS, șuruburi M20.



Se determină lungimea necesară a brățării\*):

$$l = \frac{2z F_s}{d \sigma_{as}} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 1346}{5,2 \cdot 850} \approx 2,4 \text{ cm.}$$

**141** Să se stabilească valoarea momentului de torsiune care poate fi transmis de un arbore cu diametrul  $d=60$  mm, prin intermediul unei brățări secționate (fig. 95). Brățara este strinsă cu un șurub M10;  $a = 3$  cm și  $b = 7,5$  cm. Piese ce formează asamblarea sînt executate din OL 42 ( $\sigma_{at} = 800$  daN/cm<sup>2</sup>), coeficientul de frecare fiind  $\mu = 0,15$ .

### Rezolvare :

Forța de stringere admisibilă a șurubului\*\*\*) se determină din condiția de rezistență la solicitarea de întindere :

$$F_s = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at} = \frac{3,14 \cdot 0,837^2}{4} \cdot \frac{800}{1,3} = 338 \text{ daN.}$$

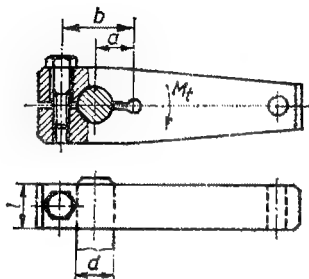


Fig. 95

În acest caz, momentul transmis prin frecare are valoarea (v. tabelul 18) :

$$M_{tc} = M_f = \mu N d = \mu \frac{F_s z b}{a} d = \frac{0,15 \cdot 338 \cdot 1 \cdot 7,5}{3} \cdot 6 = 760 \text{ daN} \cdot \text{cm,}$$

iar momentul de torsiune transmis de arbore :

$$M_t = 0,2 d^3 \tau_{at} = 0,2 \cdot 6^3 \cdot 200 = 8640 \text{ daN} \cdot \text{cm.}$$

În concluzie, asamblarea analizată transmite numai parțial momentul pe care-l poate prelua arborele.

**142** Pe un arbore — cu diametrul  $d=55$  mm — se fixează, prin intermediul unei brățări elastice de stringere, un levier (fig. 96) de lungime  $L = 180$  mm. Să se dimensioneze cele două șuruburi de stringere, astfel încît levierul să poată fi solicitat cu o forță  $F = 200$  daN. Se cunosc :  $e = 40$  mm,  $b = 80$  mm,  $c = 1,2$ ,  $\mu = 0,2$ , materialul șurubului OL 42, cu  $\sigma_{at} = 800$  daN/cm<sup>2</sup>.

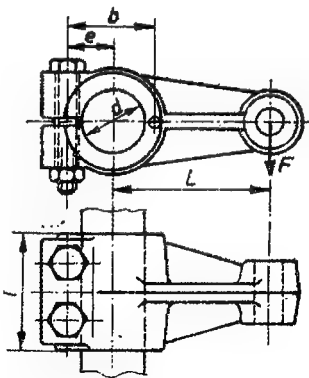


Fig. 96

**143** Să se verifice asamblarea cu brățară de stringere, cu capac, știind că strîngerea capacului se realizează cu ajutorul a șase șuruburi M10. Momentul de torsiune care trebuie

\*) Lungimea reală a brățării se adoptă mai mare, pentru a putea monta șuruburile.

\*\*) Rezistența admisibilă s-a împărțit la 1,3, pentru a ține seama că șurubul este solicitat — la montaj — și la torsiune.

transmis de arbore este  $M_t = 800 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , iar diametrul acestuia  $d = 45 \text{ mm}$ . Se cunosc, de asemenea,  $\mu = 0,2$ ,  $c = 1,2$ ,  $l = 80 \text{ mm}$ , materialul şuruburilor OL 42 ( $\sigma_{at} = 800 \text{ daN/cm}^2$ ).

**144** Pe un arbore cu diametrul  $d = 60 \text{ mm}$  este fixat un levier, prin intermediul unei brăţări elastice de stringere (v. spre exemplu fig. 96). Cunoscînd  $L = 150 \text{ mm}$ ,  $b = 90 \text{ mm}$ ,  $e = 45 \text{ mm}$ ,  $\mu = 0,2$ ,  $c = 1,6$  şi faptul că stringerea se realizează cu patru şuruburi M12, să se calculeze forţa maximă  $F$  care poate fi preluată de capătul liber al levierului. Şuruburile sînt executate din OL 42 ( $\sigma_{at} = 800 \text{ daN/cm}^2$ ).

**145** Pentru a pune în mişcare axul de comandă al unui întrerupător de putere, pentru înaltă tensiune, se acţionează cu ajutorul unei pîrghii, la capătul căreia se aplică o forţă maximă  $F = 76 \text{ daN}$  (v. spre exemplu fig. 96). Stringerea se obţine cu ajutorul a două şuruburi M16, coeficientul de siguranţă fiind  $c = 1,5$ . Să se calculeze forţa normală  $N$  şi forţa de stringere a unui şurub  $F_s$ . Să se verifice asamblarea la sollicitarea de strivire şi să se verifice şuruburile la sollicitarea de întindere ( $d = 50 \text{ mm}$ ;  $l = 80 \text{ mm}$ ;  $b = 80 \text{ mm}$ ;  $e = 40 \text{ mm}$ ;  $L = 250 \text{ mm}$ ;  $\mu = 0,2$ ;  $\sigma_{at} = 800 \text{ daN/cm}^2$ ).

**146** O brăţară — formată din două semiinele — se montează pe un arbore cu diametrul de  $52 \text{ mm}$ , realizînd o stringere elastică. Să se determine lungimea necesară de contact  $l$  şi să se dimensioneze şuruburile de stringere. Se cunosc:  $\mu = 0,18$ ,  $\sigma_{at} = 800 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\tau_{at} = 250 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\sigma_{as} = 300 \text{ daN/cm}^2$ ,  $c = 1,2$ ,  $z = 3$ .

## ASAMBLĂRI CU INELE TRONCONICE

Asamblările cu inele tronconice sînt asamblări fixe ce se folosesc la solidarizarea butucilor pe arbori; fiecare pereche de inele este formată dintr-un inel interior și unul exterior, aflate în contact pe suprafețe conice. Contactul cu arborele și butucul se face pe suprafețe cilindrice.

Aceste asamblări transmit sarcina — momentul de torsiune — prin intermediul forțelor de frecare care apar între inele și între inele și arbore, respectiv între inele și butuc, strîngerea realizîndu-se cu ajutorul unor șuruburi de fixare.

## NOTAȚII FOLOSITE

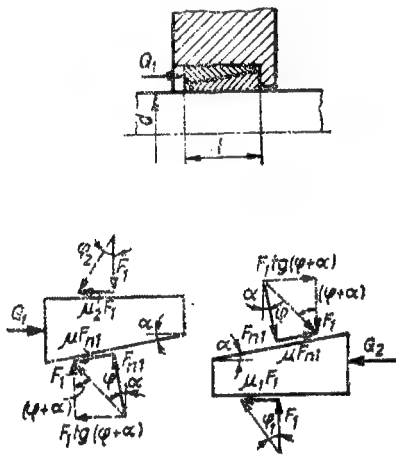
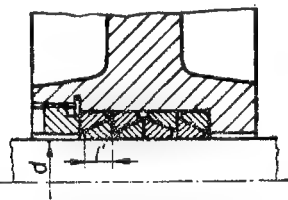

$d$	— diametrul arborelui;
$d'$	— diametrul interior al perechii de inele tronconice ( $d' = d$ );
$D_1$	— diametrul exterior al perechii de inele tronconice;
$F_1$	— forța radială de apăsare, la prima pereche de inele tronconice;
$l$	— lățimea perechii de inele tronconice;
$l'$	— lățimea de contact dintre inelul interior și arbore;
$M_t$	— momentul de torsiune nominal;
$M_{f1}, M_{ftot}$	— momentul de frecare dintre arbore și inelul interior (minim), corespunzător primei perechi de inele tronconice, respectiv momentul de frecare total;
$Q_1$	— forța axială de împingere a primei perechi de inele;
$Q_0$	— forța axială de împingere, necesară pentru anularea jocurilor radiale — inițiale — dintre inele și piesele de asamblat (arbore și butuc);
$Q_{tot}$	— forța axială totală de împingere;
$z$	— numărul șuruburilor de strîngere;
$\alpha$	— unghiul de înclinare a generatoarei inelelor;
$\beta$	— coeficientul de siguranță la patinare;
$\mu, \varphi$	— coeficientul și, respectiv, unghiul de frecare ( $\operatorname{tg} \varphi = \mu$ ), corespunzător suprafețelor în contact;
$\sigma_s, \sigma_{as}$	— efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la strivire a materialului cel mai slab din asamblare.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Calculul unei asamblări cu inele tronconice constă în : determinarea forței axiale totale de împingere și dimensionarea șuruburilor de stringere ; verificarea la strivire a suprafeței de contact dintre inelul interior și arbore. Relațiile de calcul și recomandările necesare sînt date în tabelul 19, iar dimensiunile perechilor de inele tronconice în tabelul AI-8.

Tabelul 19

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul asamblărilor prin inele tronconice  
[7—9, 12, 27]

Schema de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări
	$\beta M_t \leq M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2};$ $F_1 = \frac{2\beta M_t}{\mu d};$ $Q_1 = F_1 [\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg} \varphi];$ $F_1 = \frac{Q_1}{\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg} \varphi};$ $\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} \leq \sigma_{as};$ $Q_{tot} = Q_0 + Q_1;$ $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 Q_{tot}}{z \pi \sigma_{at}}}.$	$\beta = 1,5 \dots 3;$ $\mu = 0,15;$ $\alpha = 12 \dots 17^\circ;$ $\sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2;$ $l' = \text{din tabelul AI-8};$ $Q_0 = 1000 \text{ daN} - \text{pentru}$ $d = 12 \dots 75 \text{ mm};$ $Q_0 = 30 d - \text{pentru}$ $d = 80 \dots 300 \text{ mm}$ $(d \text{ se introduce în mm}).$
	$\beta M_t \leq M_{f \text{ tot}} = 1,875 M_{f1};$ $M_{f1} = \frac{\beta M_t}{1,875};$ $M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2};$ $F_1 = \frac{2 M_{f1}}{\mu d} = \frac{2 \beta M_t}{1,875 \mu d}.$	
	$\beta M_t \leq M_{f \text{ tot}} = 3 M_{f1};$ $M_{f1} = \frac{\beta M_t}{3};$ $M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2};$ $F_1 = \frac{2 M_{f1}}{\mu d} = \frac{2 \beta M_t}{3 \mu d}.$	

**147** Roata conică din figura 97 este asamblată pe arbore cu ajutorul unei perechi de inele tronconice, cu  $d' = 28$  mm și  $D_1 = 32$  mm. Strîngeră se realizează cu ajutorul unei piulițe M16. Se cere să se calculeze momentul de torsiune pe care poate să-l transmită asamblarea, la un coeficient de siguranță  $\beta = 1,5$ ; se adoptă  $\sigma_{at} = 1600$  daN/cm<sup>2</sup>, arborele fiind confecționat din oțel aliat.

### Rezolvare :

Forța totală de împingere, pe care o poate realiza șurubul M16, din condiția de rezistență la tracțiune\*):

$$1,3Q_{tot} = \frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at} = \frac{3,14 \cdot 1,39^2}{4} \cdot 1600 = 2427 \text{ daN};$$

$$Q_{tot} = \frac{2427}{1,3} = 1867 \text{ daN},$$

de unde

$$Q_1 = Q_{tot} - Q_0 = 1867 - 1000 = 867 \text{ daN}.$$

Forța radială de apăsare (pentru  $\alpha = 17^\circ$  și  $\mu = 0,15$ ):

$$F_1 = \frac{Q_1}{\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg} \varphi} = \frac{867}{0,48 + 0,15} = 1376 \text{ daN},$$

iar momentul de frecare minim

$$M_{f1} = \mu F_1 \frac{d}{2} = 0,15 \cdot 1376 \cdot \frac{2,8}{2} = 289 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul de torsiune care poate fi transmis :

$$M_t = \frac{M_{f1}}{\beta} = \frac{289}{1,5} = 193 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Verificarea la strivire a suprafeței de contact dintre inelul interior și arbore (v. tabelul 19):

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} = \frac{1376}{3,14 \cdot 2,8 \cdot 0,53} = 295 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2,$$

$l' = 5,3$  mm, din tabelul AI-8.

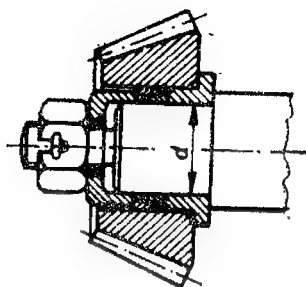


Fig. 97

\*) Coeficientul 1,3 ține seama de solicitarea suplimentară la torsiune, care apare la montaj.

**148** Asamblarea a două roți dințate pe arbore (fig. 98) se realizează cu ajutorul a patru perechi de inele tronconice, cu  $d' = 40$  mm și  $D_1 = 45$  mm. Asamblarea trebuind să transmită un moment de torsiune cu șocuri  $M_t = 1500$  daN·cm, la un coeficient de siguranță  $\beta = 1,5$ , să se determine numărul de șuruburi M10, necesare pentru realizarea strîngerii. Șuruburile se execută din oțel aliat cu  $\sigma_{at} = 2300$  daN/cm<sup>2</sup>.

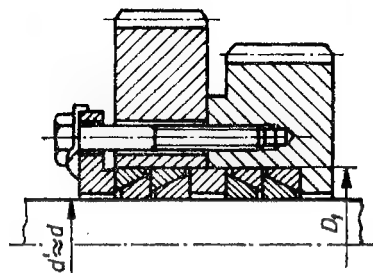


Fig. 98

### Rezolvare :

Momentul de torsiune transmis de prima pereche de inele tronconice (v. tabelul 19) :

$$M_{f1} = \frac{\beta M_t}{1,875} = \frac{1,5 \cdot 1500}{1,875} = 1\,200 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Forța radială, de apăsare, corespunzătoare primei perechi de inele (v. tabelul 19) :

$$F_1 = \frac{2 M_{f1}}{\mu d} = \frac{2 \cdot 1\,200}{0,15 \cdot 4} = 4\,000 \text{ daN}.$$

Forța axială de împingere, necesară pentru prima pereche de inele (pentru  $\alpha = 17^\circ$ ) :

$$Q_1 = F_1 [\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg} \varphi] = 4\,000(0,48 + 0,15) = 2\,520 \text{ daN}.$$

Forța axială de împingere totală :

$$Q_{tot} = Q_0 + Q_1 = 1\,000 + 2\,520 = 3\,520 \text{ daN}, \quad Q_0 = 1\,000 \text{ daN} \text{ (v. tabelul 19).}$$

Numărul necesar de șuruburi de strîngere :

$$z = \frac{1,3 Q_{tot}}{\frac{\pi d_1^2}{4} \sigma_{at}} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 3\,520}{3,14 \cdot 0,84^2 \cdot 2\,300} \approx 4 \text{ șuruburi}.$$

Se verifică la strivire suprafața de contact dintre primul inel și arbore (v. tabelul 19) :

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} = \frac{4\,000}{3,14 \cdot 4 \cdot 0,68} = 468 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2,$$

unde  $l' = 0,68$  cm (v. tabelul AI-8).

**149** Pe un arbore cu diametrul  $d = 75$  mm este fixată — prin inele tronconice — o roată de lanț (fig. 99), care trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_t = 8500$  daN·cm, la un coeficient de siguranță

$\beta = 1,5$ . Se cere : alegerea dimensiunilor  $d'$ ,  $D_1$ ,  $l'$  și  $l$  ale inelelor ; momentul de torsiune ce poate fi transmis de prima pereche de inele ; forța de împingere necesară  $Q_{tot}$  și verificarea la strivire a suprafețelor de contact.

### Rezolvare :

Din tabelul AI-8, se aleg dimensiunile inelelor tronconice :  $d' = 75$  mm,  $D_1 = 82$  mm,  $l = 10$  mm,  $l' = 8,4$  mm.

Momentul de frecare corespunzător primei perechi de inele (v. tabelul 19) :

$$M_{f1} = \frac{\beta M_t}{3} = \frac{1,5 \cdot 8500}{3} = 4250 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

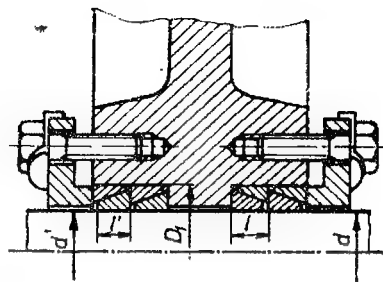


Fig. 99

Forța de strângere corespunzătoare primei perechi de inele (v. tabelul 19) :

$$F_1 = \frac{2M_{f1}}{\mu d} = \frac{2 \cdot 4250}{0,15 \cdot 7,5} = 7555 \text{ daN},$$

iar forța de împingere

$$Q_1 = F_1 [\operatorname{tg}(\varphi + \alpha) + \operatorname{tg} \varphi] = 7555 (0,48 + 0,15) = 4760 \text{ daN},$$

pentru  $\alpha = 17^\circ$ .

Forța totală de împingere :

$$Q_{tot} = Q_1 + Q_0 = 4760 + 1000 = 5760 \text{ daN}.$$

Verificind la strivire suprafața de contact dintre arbore și inelul interior (v. tabelul 19), rezultă :

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} = \frac{7555}{3,14 \cdot 7,5 \cdot 0,84} \approx 382 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2.$$

**150** Asamblarea dintre o roată dințată și arborele respectiv trebuie să transmită un moment de torsiune  $M_t = 1400$  daN·cm, la un coeficient de siguranță  $\beta = 1,5$ . Asamblarea se realizează cu o pereche de inele tronconice cu  $d' = 40$  mm, strângerea făcându-se cu patru șuruburi. Să se dimensioneze șuruburile de strângere și să se verifice asamblarea la strivire ( $\sigma_{at} = 1600$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\alpha = 17^\circ$ ).

**151** La asamblarea din figura 98, se cunoaște  $d = 40$  mm ; cele patru șuruburi M10, care realizează strângerea, sînt executate din oțel aliat cu  $\sigma_{at} = 2300$  daN/cm<sup>2</sup>. Să se calculeze momentul de torsiune care poate fi preluat de asamblare, la un coeficient de siguranță  $\beta = 1,5$  și  $\alpha = 17^\circ$ .

**152** Să se verifice dacă asamblarea cu inele tronconice, din figura 99, poate transmite momentul de torsiune  $M_t = 12500$  daN·cm, la un coeficient de siguranță  $\beta = 1,5$  și  $\alpha = 17^\circ$ . Diametrul arborelui  $d = 75$  mm, iar forța axială de împingere  $Q_{tot} = 9400$  daN.

# 11

## ASAMBLĂRI PROFILATE

Asamblările profilate\*) sînt asamblări fixe — mai rar mobile — folosite pentru fixarea butucilor pe arbori, în cazul unor momente de torsiune mici și medii. Cel mai mult se folosesc asamblările pe contur triunghiular, pătrat sau hexagonal.

### NOTAȚII FOLOSITE

$a$	— latura poligonului ;
$F$	— forța care acționează pe o față a poligonului ;
$l$	— lungimea de contact dintre butuc și arbore ;
$M_t, M_{tcap}$	— momentul de torsiune nominal, respectiv momentul de torsiune (capabil) pe care asamblarea îl poate prelua ;
$\sigma_s, \sigma_{as}$	— efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la strivire pentru materialul cel mai slab.

### RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

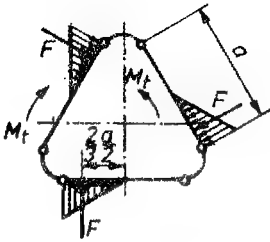
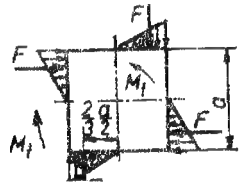
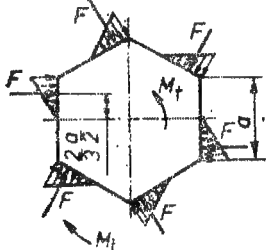
De regulă, dimensiunile asamblării pe contur poligonal se adoptă constructiv, asamblarea verificîndu-se la strivirea suprafețelor aflate în contact. Ca urmare a jocurilor inevitabile dintre arbore și butuc, presiunea se distribuie triunghiular pe fețele poligonului și numai pe o parte a acestora ; în calcul se consideră că presiunea se distribuie pe jumătate din latura poligonului. Relațiile de calcul a asamblărilor profilate sînt prezentate în tabelul 20.

**153** Asamblarea dintre șurubul secundar și roata de clichet, de la un cric cu dublă acțiune (fig. 100), este realizată după un contur hexagonal. Se cunosc : momentul de torsiune care solicită asamblarea  $M_t = 2500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , latura hexagonului  $a = 60 \text{ mm}$ , lungimea butucului roții  $l = 15 \text{ mm}$ , materialul roții și al șurubului secundar OL 50 ( $\sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ ). Să se verifice asamblarea la solicitarea de strivire.

\*) Pe contur poligonal.



Relațiile de calcul pentru asamblările profilate [12, 27]

Schema de calcul	Relațiile de calcul
<p>Asamblarea pe contur triunghiular</p> 	$F = \frac{a}{2} l \frac{\sigma_{as}}{2} = \frac{al}{4} \sigma_{as};$ $M_{t\text{cap}} = 3F \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{4} \sigma_{as} \geq M_t;$ $\sigma_s = \frac{4M_t}{a^2 l} \leq \sigma_{as}.$
<p>Asamblarea pe contur pătrat</p> 	$F = \frac{a}{2} l \frac{\sigma_{as}}{2} = \frac{al}{4} \sigma_{as};$ $M_{t\text{cap}} = 4F \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{3} \sigma_{as} \geq M_t;$ $\sigma_s = \frac{3M_t}{a^2 l} \leq \sigma_{as}.$
<p>Asamblarea pe contur hexagonal</p> 	$F = \frac{a}{2} l \frac{\sigma_{as}}{2} = \frac{al}{4} \sigma_{as};$ $M_{t\text{cap}} = 6F \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{2} \sigma_{as} \geq M_t;$ $\sigma_s = \frac{2M_t}{a^2 l} \leq \sigma_{as}.$
$\sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ — pentru butuci și arbori din oțel.	

**Rezolvare :**

Din tabelul 20 rezultă :

$$\sigma_s = \frac{2M_t}{a^2 l} = \frac{2 \cdot 2500}{6^2 \cdot 1,5} \approx$$

$$\approx 93 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} =$$

$$= 850 \text{ daN/cm}^2.$$

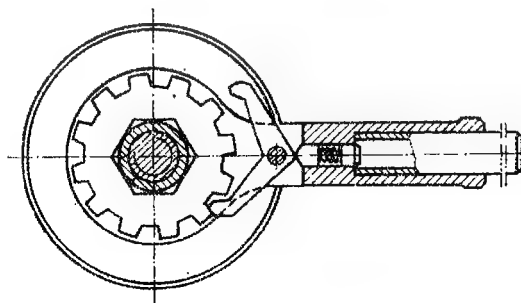


Fig. 100

**154** Levierul de comandă al unui arc bară de torsiune este montat, pe capătul arcului, printr-o asamblare pe contur pătrat (fig. 101). Se cunosc : forța de la capătul levierului  $F = 400 \text{ daN}$ , lungimea levierului  $L = 200 \text{ mm}$ , latura pătratului  $a = 35 \text{ mm}$ ,  $\sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ . Să se calculeze lungimea necesară de contact.

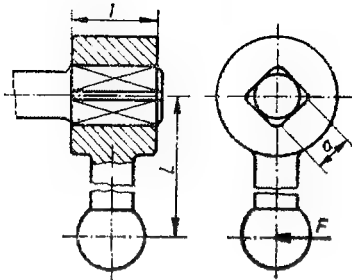


Fig. 101

### Rezolvare :

Conform tabelului 20,

$$l = \frac{3M_t}{a^2 \sigma_{as}} = \frac{3 \cdot 400 \cdot 20}{3,5^2 \cdot 850} = 2,3 \text{ cm.}$$

**155** Care dintre asamblările pe contur poligonal (triunghiulară, pătrată, hexagonală) poate transmite momentul de torsiune  $M_t = 7000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , cunoscându-se :  $l = 20 \text{ mm}$ ,  $\sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ , diametrul arborelui înainte de prelucrare  $d = 50 \text{ mm}$ ?

### Rezolvare :

Momentul capabil se determină cu relațiile (v. tabelul 20) :

— pentru conturul triunghiular

$$a = \frac{\sqrt{3}}{2} d = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 5 = 4,3 \text{ cm,}$$

$$M_{t \text{ cap}} = \frac{a^2 l}{4} \sigma_{as} = \frac{4,3^2 \cdot 2}{4} \cdot 850 = 7858 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

— pentru conturul pătrat

$$a = \frac{\sqrt{2}}{2} d = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 5 = 3,5 \text{ cm,}$$

$$M_{t \text{ cap}} = \frac{a^2 l}{3} \sigma_{as} = \frac{3,5^2 \cdot 2}{3} \cdot 850 = 6942 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

— pentru conturul hexagonal

$$a = \frac{d}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ cm,}$$

$$M_{t \text{ cap}} = \frac{a^2 l}{2} \sigma_{as} = \frac{2,5^2 \cdot 2}{2} \cdot 850 = 5312 \text{ daN} \cdot \text{cm.}$$

Se constată că numai asamblările pe contur pătrat și triunghiular pot prelua momentul de torsiune exterior.

**156** Să se calculeze momentul de torsiune care poate fi preluat de asamblarea pe contur hexagonal, dacă se cunosc :  $a = 25$  mm,  $l = 30$  mm,  $\sigma_{as} = 850$  daN/cm<sup>2</sup>.

**157** Poate asamblarea pe contur pătrat să transmită un moment de torsiune  $M_t = 1000$  daN · cm, dacă  $a = 20$  mm,  $l = 10$  mm și  $\sigma_{as} = 850$  daN/cm<sup>2</sup>?

Arcurile sînt organe de mașini care realizează legătura elastică dintre elementele componente ale unei mașini, mecanism, aparat sau dispozitiv.

### NOTAȚII PRINCIPALE

$k, k'$	— rigiditatea, respectiv rigiditatea torsională a arcului ;
$E, G$	— modulul de elasticitate longitudinal, respectiv transversal ;
$E_c$	— modulul de elasticitate, calculat, al cauciucului ;
$F, M_t$	— sarcina exterioară, respectiv momentul, care acționează asupra arcului ;
$F_0$	— forța inițială de pretensionare ;
$F_1, M_{t1}$	— sarcina minimă de montaj ;
$F_n, M_{tn}$	— sarcina maximă de funcționare ;
$F_b, M_{tb}$	— sarcina de blocare, la care arcul se comprimă spiră pe spiră ;
$h^*$	— cursa arcului ;
$H_0, H$	— lungimea arcului în stare liberă, respectiv lungimea ocupată de spirele arcului (în stare blocată) ;
$H_1, H_n$	— lungimea arcului corespunzătoare sarcinii $F_1$ și $F_n$ ;
$H_c$	— lungimea ocupată de capetele de prindere ;
$I, I_p$	— momentul axial, respectiv polar de inerție ;
$I_k, W_k$	— momentul de inerție, respectiv modulul de rezistență al secțiunii lamelei $k$ ;
$I_0$	— momentul de inerție global (la bulonul central) al arcurilor multilamelare ;
$K, K_0$	— coeficientul de formă pentru arcurile de compresiune, respectiv de răsucire ;
$L, l_1, l_2$	— lungimea de calcul, respectiv brațele arcului multilamelar ;
$l_s, l_c$	— lungimea semifabricatului, respectiv lungimea semifabricatului pentru executarea cîrligelor sau a capetelor de prindere ;
$n, n_s, n_t$	— numărul de spire : active, de reazem și total ;
$n$	— numărul total al lamelor arcului multilamelar ;
$S$	— aria suprafeței de contact dintre cauciuc și armătura metalică ;

$\alpha_0$	— unghiul de înclinare al spirei arcului;
$\delta$	— săgeata (deformația elastică) a arcului;
$\delta_1, \delta_b, \delta_n$	— săgeata corespunzătoare sarcinii $F_1, F_b$ și $F_n$ ;
$\Delta, \Delta_0$	— jocul dintre spire, la sarcina maximă de funcționare, pentru arcurile de întindere — compresiune, respectiv pentru arcurile de răsucire;
$\varphi_1, \varphi_n, \varphi_b$	— deformația unghiulară corespunzătoare sarcinii $M_{a1}, M_{in}$ și $M_{ib}$ ;
$\chi$	— factor de corecție care ține seama de forma arcului multilamelar;
$\psi, \psi_f$	— factorul de formă, respectiv coeficientul de formă al arcurilor din cauciuc.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Caracterul problemelor care trebuie rezolvate la proiectarea arcurilor depinde de destinația acestora. De regulă — la proiectare — se pornește de la rigiditatea impusă, sarcina maximă și cursa arcului. Inițial, se alege materialul — corespunzător condițiilor de funcționare — impuse arcului respectiv; în funcție de proprietățile mecanice ale materialului ales și condițiile de funcționare se stabilește rezistența admisibilă  $\tau_{at}$ .

Relațiile și metodică de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune — executate din sîrmă cu secțiune circulară sau dreptunghiulară — sînt redată în tabelul 21.

Proiectarea arcurilor elicoidale cilindrice de întindere se poate efectua cu metodică și relațiile indicate în tabelul 21, lungimea semifabricatului determinîndu-se cu relația:

$$l_s = \frac{\pi D_m n}{\cos \alpha_0} + l_0,$$

în care:  $l_0$  este lungimea semifabricatului pentru executarea cîrligelor de prindere.

Arcurile elicoidale de răsucire sînt folosite pe scară largă la mașinile agricole, la demarourile autovehiculelor, la unele cuplaje speciale etc. Din punct de vedere constructiv, arcurile de răsucire (flexionale) diferă de cele de întindere — compresiune doar prin forma capetelor de prindere.

Relațiile și metodică de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de răsucire sînt indicate în tabelul 22, alegîndu-se preliminar materialul — în funcție de condițiile de funcționare impuse — și stabilindu-se rezistența admisibilă  $\sigma_a$ .

Relațiile pentru calculul arcurilor bare de torsiune sînt prezentate în tabelul 23. Arcurile — formate din plăci dispuse în pachet — se pot calcula orientativ cu relațiile din tabelul 23. În ceea ce privește alegerea rezistențelor admisibile  $\tau_{at}$  — pentru proiectarea arcurilor bare de torsiune — se poate recomanda pentru oțelul de arc, călit (cu  $\sigma_r = 120 \dots 160$  daN/mm<sup>2</sup> și  $\sigma_{02} = 100 \dots 135$  daN/mm<sup>2</sup>) în cazul solicitărilor statice

$$\tau_{at} = 6000 \dots 8000, \text{ daN/cm}^2.$$

**Relațiile și metodică de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresune**  
[1, 9, 12, 13, 27, 51, 53]

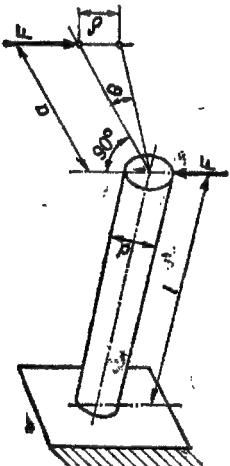
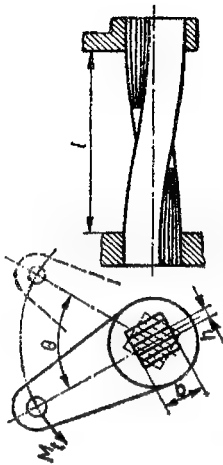
Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare	
	Secțiunea circulară	Secțiunea dreptunghiulară *)
Indicele arcului, $i$	$i = D_m/d$ $i \geq 4$ ; v. tabelul AI-9	$i = D_m/b$ $i \geq 4$
Diametrul spirei, $d$ sau dimensiunea secțiunii transversale	$d = 1,6 \sqrt{K \frac{F_n}{\tau_{at}}} i$ $K$ , din fig. AI-2	$bh = (F_n \psi D_m / \tau_{at})^{2/3}$ $\psi$ , din fig. AI-3
Diametrul de înfășurare, $D_m$	$D_m = id$	$D_m = ib$
Sarcina maximă, $F_n$	În cazul în care nu este indicată prin tema problemei: $F_n = \frac{\pi}{8} \frac{d^3}{K D_m} \tau_{at}$	
Săgeata maximă, $\delta_n$	În cazul în care nu este indicată prin tema problemei: $\delta_n = 8n \frac{F_n D_m^3}{G d^4}$	
Efortul unitar maxim, $\tau'_{tmax}$	$\tau'_{tmax} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n \leq \tau_{at}$ $\tau_{at}$ — din tabelul AII-11	$\tau'_{tmax} = \psi \frac{D_m}{(bh)^{3/2}} F_n \leq \tau_{at}$ $\tau_{at}$ — din tabelul AII-11
Numărul de spire active, $n$	$n = \frac{h^* G d}{8 i^3 (F_n - F_1)}$ sau $n = \delta_n \frac{G d^4}{8 F_n D_m^3}$	$n = \frac{G b^3 h^2}{\psi D_m^3 (F_n - F_1)} h^*$ sau $n = \delta_n \frac{b^3 h^2 G}{\psi D_m^3 F_n}$
Numărul total de spire, $n_t$	$n_t = n + n_r$ ; $n \leq 7$ , $n_r = 1,5$ ; $n > 7$ , $n_r = 1,5 \dots 3,5$	$n_t = n + n_r$
Rigiditatea arcului, $k$	$k = \frac{F}{\delta}$ ; $k = \frac{G d^4}{8 n D_m^3}$	$k = \frac{F}{\delta}$ ; $k = \frac{b^3 h^2 G}{\psi n D_m^3}$
Lungimea arcului blocat, $H$	$H \approx n_t d$	$H \approx n_t h$
Pasul arcului nesolicitat, $t$	$t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta$ $\Delta \geq 0,1d$	$t = h + \frac{\delta_n}{n} + \Delta$ $\Delta \geq 0,1h$
Lungimea arcului nesolicitat, $H_0$	$H_0 = H + n(t - d)$	$H_0 = H + n(t - h)$
Săgeata la blocare $\delta_b$	$\delta_b = H_0 - H$	$\delta_b = H_0 - H$
Diametrele arcului, $D_i$ , $D$	$D = D_m + d$ $D_i = D_m - d$	$D = D_m + b$ $D_i = D_m - b$
Unghiul de înclinare, $\alpha_0$	$\tan \alpha_0 = t / \pi D_m$	$\tan \alpha_0 = t / \pi D_m$
Lungimea semifabricatului, $l_s$	$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0}$	$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0}$

\*) Latura mare  $b$  este perpendiculară pe axa longitudinală a arcului.

**Relațiile și metoda de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de răsucire**  
[1, 9, 12, 13, 47, 51]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Indicele arcului, $t$	$t = D_m/d$ ; se recomandă $t \geq 4 \dots 5$ .
Coeficientul de formă, $K_0$	Din fig. AI-4
Diametrul spirei, $d$	$d = \sqrt[3]{K_0 \frac{M_{tn}}{0,1\sigma_a}};$ $\sigma_a = 1,25 \tau_{at},$ $\tau_{at}$ (v. tabelul AII-11)
Diametrul de înfășurare, $D_m$	$D_m = id$
Efortul unitar maxim, $\sigma_{max}$	$\sigma_{max} = K_0 \frac{32M_{tn}}{\pi d^3} < \sigma_a$
Deplasarea unghiulară a capetelor arcului, $\varphi_n$	Dacă nu este indicată prin tema problemei $\varphi_n = 114,5 \frac{\pi D_m n \sigma_a}{K_0 d E} \text{ [grad]},$ sau $\varphi_n = 3667 \frac{D_m n M_{tn}}{K_0 E d^4} \text{ [grad]}.$
Numărul de spire, $n$	$n = \frac{EI}{D_m M_{tn}} \cdot \frac{\varphi_n}{180} \text{ [grad]}.$
Lungimea arcului, $H_0$	$H_0 = (d + \Delta_0) n + H_c; \Delta_0 = 0,5 \text{ mm}$
Diametrele arcului, $D, D_i$	$D = D_m + d$ ; $D_i = D_m - d.$
Pasul arcului nesolicitat, $t$	$t = d + \Delta_0$
Unghiul de înclinare, $\alpha_0$	$\text{tg } \alpha_0 = t/\pi D_m$
Lungimea semifabricatului, $l_s$	$l_s = \frac{\pi D_m n}{\cos \alpha_0} + l_c$

Relațiile pentru calculul arcurilor bare de torsune [1, 12, 13, 27, 47, 60]


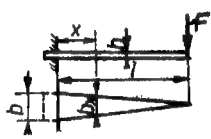
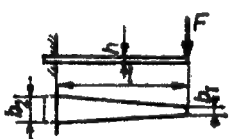
Elementul de calcul	Secțiune rotundă	Plăci dispuse în pachet
		
$M_t$ , daN · cm	$M_t = Fa$ ; $M_t = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{at}$ .	$M_t = Fa$ ; $M_t = z\eta_1 b h^3 \tau_{at}$ , $\eta_1$ — din fig. A1-5
$\varphi$ , rad.	$\varphi = \frac{32}{\pi} \frac{l}{d^4} \frac{M_t}{G}$ ; $\varphi = 2 \frac{l}{d} \frac{\tau_{at}}{G}$ .	$\varphi \approx \frac{M_t l}{z G \eta_2 b h^3}$ ; $\varphi \approx \frac{\eta_1}{\eta_2} \frac{l}{h} \frac{\tau_{at}}{G}$ , $\eta_2$ — din fig. A1-5
$l$ , cm	$l = \frac{\varphi}{2} \frac{G}{\tau_{at}} d$ $\tau_{at} = 6000 \dots 8000 \text{ daN/cm}^2$	$l \approx \frac{\eta_2}{\eta_1} \frac{h}{\tau_{at}} G$
$\delta$ , cm	$\delta = \frac{32}{\pi} \frac{a^2 l}{d^4} \frac{F}{G}$ ; $\delta = 2a \frac{l}{d} \frac{\tau_{at}}{G}$ .	$\delta \approx \frac{F a^2 l}{z G \eta_2 b h^3}$ ; $\delta \approx a \frac{\eta_1}{\eta_2} \frac{l}{h} \frac{\tau_{at}}{G}$ .
$k'$ , daN · cm/rad (daN · cm/grd)	$k' = \frac{M_t}{\varphi}$ ; $k' = \frac{\pi}{32} \frac{G d^4}{l}$	$k' \approx \frac{M_t}{\varphi}$ ; $k' \approx z \frac{G}{l} \eta_2 b h^3$
*) Relațiile sint valabile pentru $b/h < 5$ .		



Arcurile monolamelare — formate dintr-o singură lamelă — sînt întrebunțate ca arcuri de apăsare în construcția aparatelor și instrumentelor de măsură, a diferitelor mecanisme și dispozitive (mecanisme cu clichet, mecanisme de zăvorire etc.). Relațiile principale pentru calculul arcurilor monolamelare sînt redată în tabelul 24.

Tabelul 24

Relațiile principale pentru calculul arcurilor monolamelare [1, 12, 13, 27, 51]

Forma lamelei	Efortul unitar, $\sigma_{t\max}$ , daN/cm <sup>2</sup>	Săgeata maximă, $\delta$ , cm	Rigiditatea $k$ , daN/cm
<p>Dreptunghiulară</p> 	$\sigma_{t\max} = 6 \frac{Fl}{bh^2}$ <p>pentru <math>x = 0</math></p>	$\delta = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{t\max}}{E} \frac{l^2}{h}$ <p>sau</p> $\delta = \frac{4Fl^3}{Ebh^3}$	$k = \frac{3}{2} \frac{EFh}{l^2 \sigma_{t\max}}$ <p>sau</p> $k = \frac{F}{\delta}; k = \frac{Ebh^3}{4l^3}$
<p>Triunghiulară</p> 	$\sigma_{t\max} = 6 \frac{Fl}{bh^2}$ <p>constant pe lungime</p>	$\delta = \frac{l^3}{h} \frac{\sigma_{t\max}}{E}$ $\delta = \frac{6Fl^3}{Ebh^3}$	$k = \frac{EFh}{l^2 \sigma_{t\max}}$ <p>sau</p> $k = \frac{Ebh^3}{6l^3}$
<p>Trapezoidală</p> 	$\sigma_{t\max} = 6 \frac{Fl}{b_2 h^2}$	$\delta = \frac{2}{3} \chi_0 \frac{\sigma_{t\max}}{E} \frac{l^2}{h}$ $\chi_0 \approx \frac{3}{2 + b_1/b_2}$ $\delta = \frac{4\chi_0 Fl^3}{Ebh^3}$	$k = \frac{3}{2} \frac{EFh}{l^2 \chi_0 \sigma_{t\max}}$ <p>sau</p> $k = \frac{Ebh^3}{4\chi_0 l^3}$

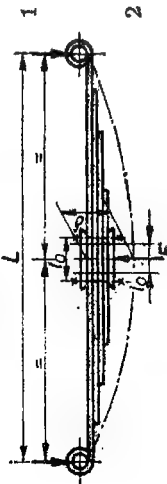
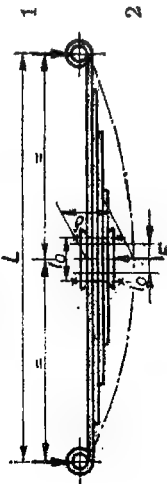
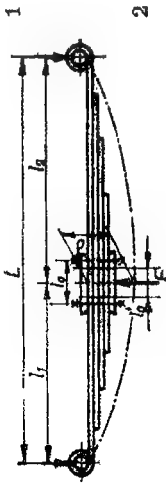
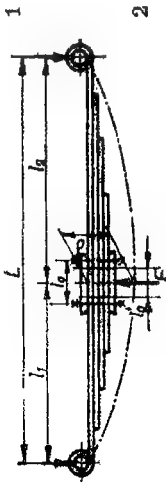
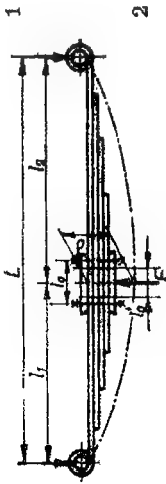
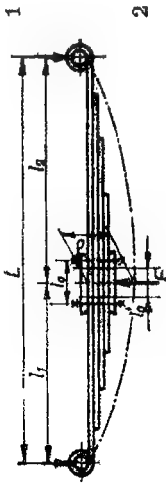
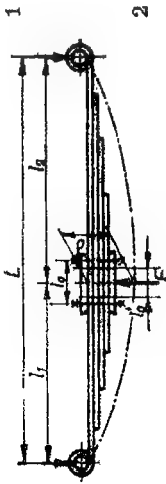
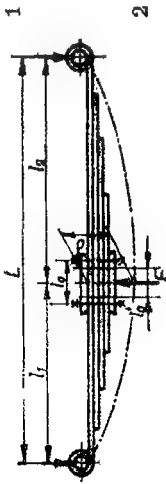
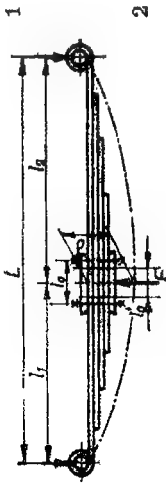
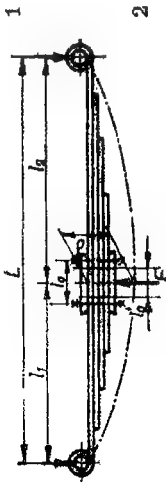
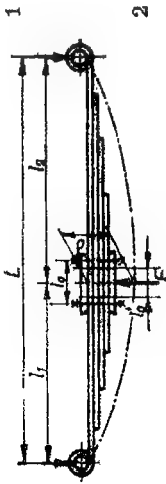
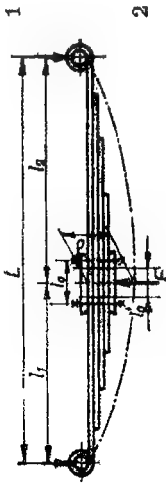
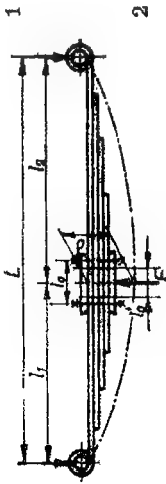
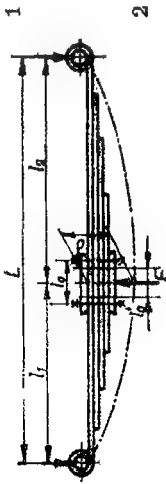
Pentru cazul general se recomandă  $\sigma_{at} = 4500 \dots 6000$  daN/cm<sup>2</sup>.

Calculul aproximativ al unora din arcurile multilamelare\*) — folosite în construcția de autovehicule — se poate efectua cu relațiile indicate în tabelul 25.

Lungimea necesară a arcului multilamelar se poate determina din relațiile efortului unitar maxim (v. tabelul 25), dacă se cunosc rezistențele admisibile, săgeata maximă, grosimea lamelor și factorul  $\chi$ . În cazul în care se adoptă constructiv lungimea arcului și ceilalți parametri necesari, se poate determina grosimea admisibilă a lamelor arcului multilamelar obținut, cu relațiile menționate.

\*) Denumite și arcuri cu foi.

Relațiile principale pentru calculul aproximativ al arcurilor multilamelare, folosite la suspensia autovehiculelor  
[1, 12, 47, 51, 60]

Tipul arcului	Săgeata statică, cm	Rigiditatea, daN/cm	Efortul unitar maxim, daN/cm <sup>2</sup>																				
Semieliptic simetric	1 	$k = \frac{48}{\chi} \frac{EI_0}{L^3};$	$\sigma_k = \frac{12}{\chi} \frac{EI_k \delta}{L^2 W_k};$																				
	2 	$k = \chi \frac{FL^3}{48EI_0};$	$\sigma_k = \frac{l}{4} \frac{FL'I_k}{W_k I_0};$	Semieliptic asimetric	1 	$k = \frac{4}{\chi} \frac{nbh^3 E}{L'^3};$	$\sigma = \frac{6}{\chi} \frac{h\delta E}{L'^3};$	2 	$k = \chi \frac{FL^3}{4Enbh^3};$	$\sigma = \frac{3}{2} \frac{FL'}{nbh^3};$		1 	$k = \frac{3}{\chi} \frac{L'I_0 E}{l_1'^2 l_2'^2};$	$\sigma_k = \frac{3}{\chi} \frac{EI_k \delta}{l_1' l_2' W_k};$	2 	$k = \chi \frac{F l_1'^2 l_2'^2}{3EL'I_0};$	$\sigma_k = \frac{F l_1' l_2' I_k}{L' I_0 W_k};$		1 	$k = \frac{nbh^3 EL'}{4\chi l_1'^2 l_2'^2};$	$\sigma = \frac{3}{2\chi} \frac{h\delta E}{l_1' l_2'};$	2 	$\delta = \chi \frac{4F l_1'^2 l_2'^2}{nbh^3 EL'};$
Semieliptic asimetric	1 	$k = \frac{4}{\chi} \frac{nbh^3 E}{L'^3};$	$\sigma = \frac{6}{\chi} \frac{h\delta E}{L'^3};$																				
	2 	$k = \chi \frac{FL^3}{4Enbh^3};$	$\sigma = \frac{3}{2} \frac{FL'}{nbh^3};$																				
	1 	$k = \frac{3}{\chi} \frac{L'I_0 E}{l_1'^2 l_2'^2};$	$\sigma_k = \frac{3}{\chi} \frac{EI_k \delta}{l_1' l_2' W_k};$																				
	2 	$k = \chi \frac{F l_1'^2 l_2'^2}{3EL'I_0};$	$\sigma_k = \frac{F l_1' l_2' I_k}{L' I_0 W_k};$																				
	1 	$k = \frac{nbh^3 EL'}{4\chi l_1'^2 l_2'^2};$	$\sigma = \frac{3}{2\chi} \frac{h\delta E}{l_1' l_2'};$																				
	2 	$\delta = \chi \frac{4F l_1'^2 l_2'^2}{nbh^3 EL'};$	$\sigma = 6 \frac{F l_1' l_2'}{L' nbh^2};$																				

Observație : S-au folosit notațiile : 1 — arcuri multilamelare executate din lamele diferite (ca dimensiuni și ca formă a secțiunii); 2 — arcuri multilamelare executate din lamele de aceeași grosime cu secțiune dreptunghiulară.

Legendă :  $\chi$  din fig. AI-6;  $L' = L - l_0'$ ;  $l_1', l_2' = l_{1,2} - l_0'/2$ ;  $l_0' \approx 2/3 l_0$ .

Arcurile multilamelare moderne au — de obicei — aceeași grosime pentru toate lamelile componente, grosimea acestora fiind determinată — în principal — de grosimea lamelei principale. În calculul aproximativ al arcurilor multilamelare la solicitări statice — se poate recomanda rezistența admisibilă  $\sigma_a \leq 0,68 \sigma_r$  [12, 27, 52].

La arcurile folosite la suspensia autovehiculelor se recomandă [27]:

- pentru suspensia față  $\sigma_a \leq 40 \dots 50 \text{ daN/mm}^2$ ;
- pentru suspensia spate  $\sigma_a \leq 55 \dots 65 \text{ daN/mm}^2$ .

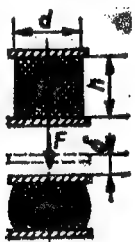

Din relația săgeții\*) (v. tabelul 25) se determină — ținând seama că  $I_0 = nbh^3/12$  — lățimea lamelor  $b$  și numărul lamelor de diferite grosimi; lățimea se alege din profilele standardizate. Este recomandabil ca raportul dintre lățimea și grosimea medie a lamelor să se situeze în limitele  $6 < b/h < 10$ . La alegerea numărului total al lamelor trebuie să se țină seama de faptul că micșorarea numărului acestora contribuie la micșorarea însemnată a greutateii arcului.

În tabelul 26 sînt prezentate relațiile pentru calculul de dimensionare al principalelor tipuri de arcuri simple din cauciuc; relațiile respective sînt valabile numai în domeniul liniar al caracteristicii elastice, adică numai în cazul deformațiilor mici.

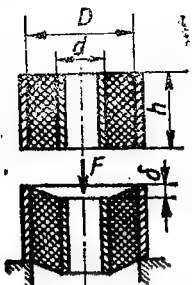
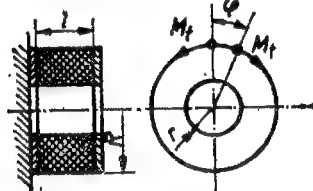
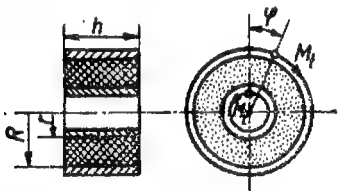
Pentru proiectarea arcurilor din cauciuc pot fi folosite valorile orientative ale rezistențelor admisibile, indicate în tabelul AII-12 [7].

Tabelul 26

Relațiile pentru calculul de dimensionare a principalelor tipuri de arcuri de cauciuc [7, 12, 20]

Tipul arcului și schema de solicitare	Relațiile de calcul
<p>Arc cilindric solicitat la compresiune</p> 	$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{\delta}{h} E_c \leq \sigma_a;$ $\delta = \frac{4}{\pi} \frac{Fh}{d^2 E_c}; \quad E_c = \psi G;$ $k = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi d^2 E_c}{4h}.$ <p>Domeniul de valabilitate: <math>\delta = 0,2h</math>  <math>\psi</math> — din fig. AI-7; <math>G</math> — din fig. AI-8</p>
<p>Arc solicitat la forfecare</p> 	$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_a; \quad \gamma = \frac{G}{\tau};$ $\delta = l \operatorname{tg} \left( \frac{\tau}{G} \right);$ $k = \frac{F}{l \operatorname{tg} \left( \frac{\tau}{G} \right)} = \frac{AG}{l}.$ <p>Domeniul de valabilitate: <math>\delta = 0,35 l</math>.</p>

\*) În primă aproximație se poate considera  $L' = L$  și  $l'_{1,2} = l_{1,2}$ .

Tipul arcului și schema de solicitare	Relațiile de calcul
<p>Arc-bucșă solicitat la forfecare</p> 	$\tau_{max} = \frac{F}{\pi d h} < \tau_a;$ $\delta = \frac{F}{2\pi h G} \ln \frac{D}{d}$ $k = \frac{2\pi h G}{\ln \frac{D}{d}}$ <p>Domeniul de valabilitate: <math>\delta = 0,35 (R - r)</math></p>
<p>Arc-bucșă solicitat la torsiune</p> 	$\tau_{max} = \frac{M_t}{2\pi r^3 h} < \tau_a;$ $\varphi = \frac{M_t}{4\pi h G} \left( \frac{1}{r^3} - \frac{1}{R^3} \right);$ $k' = \frac{4\pi h G}{\frac{1}{r^3} - \frac{1}{R^3}}$ <p>Domeniul de valabilitate: <math>\varphi = 40^\circ</math></p>
	$\tau_{max} = \varphi \frac{R}{l} G < \tau_a$ $\varphi = \frac{2}{\pi} \frac{M_t l}{G(R^4 - r^4)};$ $k' = \frac{\pi}{2} \frac{G(R^4 - r^4)}{l}$ <p>Domeniul de valabilitate: <math>\varphi = 20^\circ</math></p>
$\sigma_a$ și $\tau_a$ din tabelul AII-12.	

**158** Supapa unei pompe cu piston (fig. 102, a) este acționată de un arc elicoidal cilindric de compresie, executat din oțel 60 Si 15 A. Lungimea — în stare liberă — a arcului este  $H_0 = 50$  mm; cînd supapa este închisă, arcul are o lungime de 40 mm. Forța care acționează asupra arcului — în cazul supapei deschise — este  $F_n = 6,5$  daN. Se cunosc de asemenea:  $D_m = 68$  mm;  $d = 4$  mm;  $n = 3$  și  $n_t = 4,5$ . Să se calculeze: rigiditatea arcului; săgeata și lungimea arcului corespunzător forței  $F_n$ ; forța de blocare, săgeata și lungimea arcului în stare blocată; forța de precompresie  $F_1$  și săgeata corespunzătoare a arcului; efortul unitar maxim, valoarea acestuia comparîndu-se cu rezistența admisibilă. Să se reprezinte caracteristica arcului.

### Rezolvare :

Conform tabelului 21, se obține

$$k = \frac{Gd^3}{8nD_m^3} = \frac{8,5 \cdot 10^5 \cdot 0,4^4}{8 \cdot 3 \cdot 6,8^3} = 2,88 \text{ daN/cm},$$

unde :  $G = 8 \cdot 10^5 \text{ daN/cm}^2$ , pentru oțel.

Săgeata maximă a arcului

$$\delta_n = 8n \frac{F_n D_m^3}{Gd^4} = 8 \cdot 3 \frac{6,5 \cdot 6,8^3}{8,5 \cdot 10^5 \cdot 0,4^4} = 2,25 \text{ cm},$$

iar lungimea corespunzătoare forței  $F_n$ :

$$H_n = H_0 - \delta_n = 5 - 2,25 = 2,75 \text{ cm}.$$

Forța de blocare se determină cu relația

$$F_b = \frac{\delta_b}{\delta_n} F_n = \frac{3,2}{2,25} \cdot 6,5 = 9,244 \text{ daN},$$

în care :  $\delta_b = H_0 - H_b = 5 - 1,8 = 3,2 \text{ cm}$ ,

pentru  $H = n_d d = 4,5 \cdot 0,40 = 1,8 \text{ cm}$ .

Săgeata corespunzătoare forței  $F_1$  este

$$\delta_1 = H_0 - H_1 = 5 - 4 = 1 \text{ cm},$$

forța de precomprimare  $F_1$  determinându-se cu relația

$$F_1 = k\delta_1 = 2,88 \cdot 1 = 2,88 \text{ daN}.$$

Se calculează efortul unitar maxim

$$\tau'_{max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n = \frac{8}{3,14} \cdot 1,1 \frac{6,8}{0,4^3} \cdot 6,5 = 1935 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at},$$

unde :  $K = 1,1$  (v. fig. AI-2);  $\tau_{at} = 6800 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-11).

Cu datele obținute se trasează caracteristica arcului, reprezentată în figura 102, b.

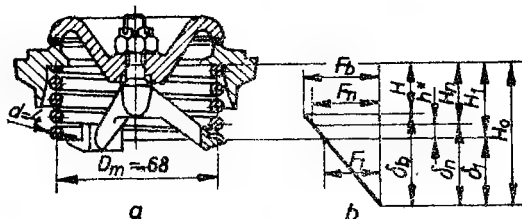


Fig. 102

**159** Într-un cuplaj elastic cu arcure elicoidale (*Cardeflex*) sînt montate — fără precomprimare — șase arcure elicoidale cilindrice de compresie (fig. 103). Lungimea acestora în stare liberă este  $H_0 = 125 \text{ mm}$ , arcurile fiind confecționate din sîrmă de oțel 60Si15A. Forța maximă care acțio-

nează asupra unui singur arc este  $F_n = 250$  daN. Știind că  $d = 10$  mm,  $D_m = 60$  mm și  $\delta_n = 30$  mm să se determine : numărul spirelor, sarcina de blocare, rigiditatea arcului, lungimea acestuia corespunzătoare sarcinii maxime, precum și lungimea semifabricatului.

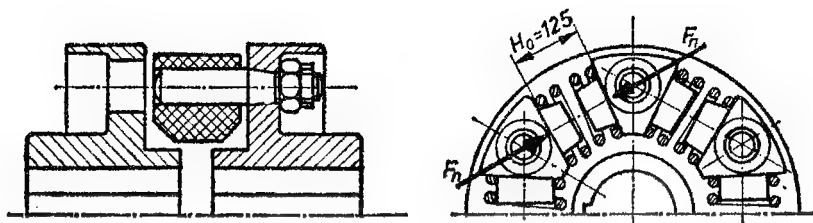


Fig. 103

### Rezolvare :

Numărul spirelor active (conform tabelului 21) :

$$n = \delta_n \frac{Gd^4}{8F_n D_m^3} = 3 \frac{8,5 \cdot 10^5 \cdot 1^4}{8 \cdot 250 \cdot 6^3} = 6 \text{ spire,}$$

iar numărul total de spire este

$$n_t = n + n_r = 6 + 1,5 = 7,5 \text{ spire.}$$

Sarcina la care arcul se blochează (spiră pe spirală)

$$F_b = F_n \frac{\delta_b}{\delta_n} = 250 \frac{5}{3} = 416,66 \text{ daN,}$$

unde :  $\delta_b = H_0 - H = 125 - 75 = 50$  mm, pentru  $H = n_t d = 7,5 \cdot 10 = 75$  mm.

Conform tabelului 21 se determină rigiditatea arcului

$$k = \frac{F_n}{\delta_n} = \frac{F_b}{\delta_b} = \frac{250}{3} = 83,3 \text{ daN/cm.}$$

Se calculează lungimea arcului corespunzătoare sarcinii maxime :

$$H_n = H_0 - \delta_n = 125 - 30 = 95 \text{ mm.}$$

Lungimea semifabricatului se determină cu relația

$$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0} = \frac{3,14 \cdot 6 \cdot 7,5}{0,988} = 143 \text{ cm,}$$

în care :

$$t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta = 1 + \frac{3}{6} + 0,01 = 1,51 \text{ cm ; } \operatorname{tg} \alpha_0 = t / \pi D_m = \frac{1,51}{3,14 \cdot 6} = 0,0801 ; \alpha_0 = 4^\circ 37' ; \cos \alpha_0 = 0,988.$$

**160** Suspensia unei locomotive diesel este formată din arcuri elicoidale cilindrice de compresiune. Se cunosc :  $d = 23 \text{ mm}$  ;  $D_m = 118 \text{ mm}$  ;  $n = 6$  ; materialul arcului 60Si 15A ; sarcina maximă statică care acționează asupra arcului este  $F_n = 1800 \text{ daN}$ . Să se calculeze : efortul unitar maxim ; săgeata arcului sub acțiunea sarcinii maxime ; lungimea arcului în stare liberă și blocată ; sarcina la care arcu se blochează.

### Rezolvare :

Se determină efortul unitar maxim

$$\tau'_{i\max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n = \frac{8}{3,14} \cdot 1,3 \frac{11,8}{2,3^3} \cdot 1800 = 5781 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at},$$

unde :  $K = 1,3$  din fig. AI-2 ;  $\tau_{at} = 6800 \text{ daN/cm}^2$ , din tabelul AII-11.

Săgeata corespunzătoare sarcinii maxime

$$\delta_n = 8n \frac{F D_m^3}{G d^4} = 8 \cdot 6 \cdot \frac{1800 \cdot 11,8^3}{8,5 \cdot 10^5 \cdot 2,3^4} = 5,96 \text{ cm}.$$

Lungimea arcului blocat se determină cu relația

$$H = n_i d = 7,5 \cdot 2,3 = 17,25 \text{ cm},$$

în care :  $n_i = n + n_r = 6 + 1,5 = 7,5$  spire.

Lungimea arcului în stare liberă :

$$H_0 = H + n(t - d) = 172,5 + 6(35,2 - 23) = 245,7 \text{ mm},$$

unde :  $t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta = 23 + \frac{59,6}{6} + 2,3 = 35,2 \text{ mm}$  ;  $\Delta = 0,1d = 0,1 \cdot 23 = 2,3 \text{ mm}$ .

În final, se calculează sarcina de blocare

$$F_b = F_n \frac{\delta_b}{\delta_n} = 1800 \frac{7,32}{5,96} = 2208 \text{ daN},$$

unde :  $\delta_b = H_0 - H = 245,7 - 172,5 = 73,2 \text{ mm}$ .

**161** Să se dimensioneze arcul supapei cu bilă (fig. 104), cunoscînd că supapa trebuie să deschidă în intervalul presiunii  $q = 3 \dots 5 \text{ daN/cm}^2$ . Arcul trebuie astfel dimensionat încît la o rotație a piuliței de reglaj să corespundă o variație a presiunii de  $1 \text{ daN/cm}^2$ . Pasul filetelui  $p = 1,25 \text{ mm}$ , materialul arcului R2 cu  $\sigma_r = 19000 \text{ daN/cm}^2$ , STAS 893-72.

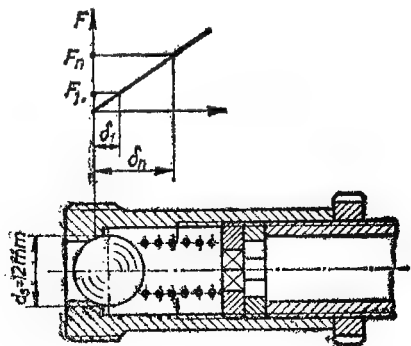


Fig. 104

## Rezolvare :

Se determină forțele care acționează asupra arcului, corespunzătoare presiunilor  $q_{min} = 3 \text{ daN/cm}^2$  și  $q_{max} = 5 \text{ daN/cm}^2$ ;

$$F_1 = q_{min} \frac{\pi d_s^2}{4} = 3 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} = 3,39 \text{ daN};$$

$$F_n = q_{max} \frac{\pi d_s^2}{4} = 5 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} = 5,65 \text{ daN}.$$

Forța corespunzătoare presiunii  $q = 4 \text{ daN/cm}^2$  este

$$F' = q \frac{\pi d_s^2}{4} = 4 \cdot \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} = 4,52 \text{ daN}.$$

Diametrul spirei (v. tabelul 21)

$$d = 1,6 \sqrt{K \frac{F_n}{\tau_{at}} i} = 1,6 \sqrt{1,24 \frac{5,65}{4700} \cdot 6} = 1,5 \text{ mm},$$

unde:  $\tau_{at} = 0,25 \sigma_r = 0,25 \cdot 19\,000 \approx 4700 \text{ daN/cm}^2$ ;  $i = \frac{D_m}{d} = 6$  (v. tabelul AI-9);  $K = 1,24$  (v. fig. AI-2), iar diametrul mediu de înfășurare  $D_m = id = 6 \cdot 1,5 = 9 \text{ mm}$ .

Se determină rigiditatea arcului, ținând seama de condiția impusă prin enunț:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta \delta} = \frac{F' - F_1}{p} = \frac{4,52 - 3,39}{0,125} = 9,08 \text{ daN/cm}.$$

Săgeata corespunzătoare sarcinii maxime,

$$\delta_n = \frac{F_n}{k} = \frac{5,65}{9,08} = 0,62 \text{ cm} = 6,2 \text{ mm}.$$

Se calculează numărul de spire active (v. tabelul 21):

$$n = \frac{\delta_n G d^4}{8 F_n D_m^3} = \frac{0,62 \cdot 8,5 \cdot 10^5 \cdot 0,15^4}{8 \cdot 5,65 \cdot 0,9^3} = 8 \text{ spire},$$

numărul total de spire fiind

$$n_t = n + n_r = 8 + 1,5 = 9,5 \text{ spire}.$$

Lungimea arcului în stare blocată,

$$H = n_t d = 9,5 \cdot 1,5 = 14,25 \text{ mm}.$$



Lungimea arcului în stare liberă :

$$H_0 = H + n(t - d) = 14,3 + 8(2,43 - 1,5) = 21,69 \text{ mm},$$

unde :

$$t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta = 1,5 + \frac{6,2}{8} + 0,15 = 2,43 \text{ mm}; \Delta = 0,1d = 0,1 \cdot 1,5 = 0,15 \text{ mm}.$$

Sarcina de blocare se calculează cu relația :

$$F_b = F_n \frac{\delta_b}{\delta_n} = 5,65 \frac{0,744}{0,62} = 6,78 \text{ daN},$$

în care  $\delta_b = H_0 - H = 21,69 - 14,25 = 7,44 \text{ mm}$ .

Unghiul de înclinare al spirei

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{t}{\pi D_m} = \frac{2,43}{3,14 \cdot 9} = 0,0859; \alpha_0 = 4^\circ 55'.$$

Lungimea semifabricatului

$$l_s = \frac{\pi D_m n_1}{\cos \alpha_0} = \frac{3,14 \cdot 9 \cdot 9,5}{0,9859} = 274 \text{ mm}.$$

**162** O supapă este închisă prin intermediul a două arcuri concentrice, elicoidale (fig. 105) : exterior cu  $D_{m1} = 60 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 5 \text{ mm}$ ,  $n_1 = 8$  spire și lungimea în stare liberă  $H_{01} = 100 \text{ mm}$ ; interior cu  $D_{m2} = 40 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 4 \text{ mm}$ ,  $n_2 = 6$  spire și lungimea în stare liberă  $H_{02} = 90 \text{ mm}$ . La montaj — în faza de închidere a supapei — ambele arcuri sînt precomprimate pînă la lungimea  $H_{11} = H_{12} = 80 \text{ mm}$ . Supapa funcționînd — faza de deschidere — arcurile sînt comprimate suplimentar pînă la lungimea  $H' = 70 \text{ mm}$ . Să se stabilească : forța cu care sînt precomprimate arcurile, cînd supapa este închisă; forța care acționează asupra arcurilor cînd supapa este deschisă; efortul unitar maxim din cele două arcuri.

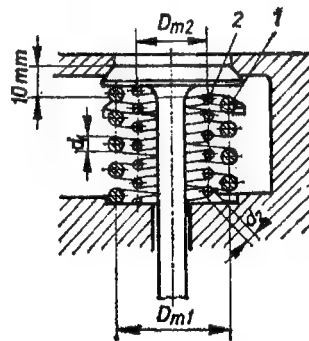


Fig. 105

**Rezolvare :**

Se calculează forța care acționează asupra arcurilor cînd supapa este închisă\*). Arcurile sînt precomprimate simultan — de la lungimea  $H_{01} = 100 \text{ mm}$  și respectiv  $H_{02} = 90 \text{ mm}$  — pînă la lungimea  $H_{11} = H_{12} = 80 \text{ mm}$ , obținîndu-se săgețile :

$$\delta_{11} = 20 \text{ mm}; \delta_{12} = 10 \text{ mm}.$$

\*) Forța de precomprimare.

Astfel, forțele de precomprimare vor fi (v. tabelul 21) :

$$F_{11} = \frac{\delta_{11} G d_1^4}{8 n_1 D_{m1}^3} = \frac{2 \cdot 0,85 \cdot 10^6 \cdot 0,5^4}{8 \cdot 8 \cdot 6^3} = 7,685 \text{ daN} ;$$

$$F_{12} = \frac{\delta_{12} G d_2^4}{8 n_2 D_{m2}^3} = \frac{1 \cdot 0,85 \cdot 10^6 \cdot 0,4^4}{8 \cdot 6 \cdot 4^3} = 7,08 \text{ daN}.$$

Forța totală care solicită arcurile, cînd supapa este închisă, este :

$$F_1 = F_{11} + F_{12} = 7,685 + 7,08 = 14,765 \text{ daN}.$$

Se determină rigiditatea arcurilor :

$$k_1 = \frac{F_{11}}{\delta_{11}} = \frac{7,685}{2} = 3,84 \text{ daN/cm} ;$$

$$k_2 = \frac{F_{12}}{\delta_{12}} = \frac{7,08}{1} = 7,08 \text{ daN/cm}.$$

Forțele care acționează asupra arcurilor — cînd supapa este deschisă — considerînd săgețile maxime ale arcurilor  $\delta_{n1} = 30 \text{ mm}$  și  $\delta_{n2} = 20 \text{ mm}$ , sînt :

$$F_{n1} = k_1 \delta_{n1} = 3,84 \cdot 3 = 11,52 \text{ daN} ;$$

$$F_{n2} = k_2 \delta_{n2} = 7,08 \cdot 2 = 14,16 \text{ daN}.$$

Efortul unitar maxim din cele două arcuri, se calculează cu relațiile (v. tabelul 21) :

$$\tau_{in1} = \frac{8}{\pi} K_1 \frac{D_{m1}}{d_1^3} F_{n1} = \frac{8}{3,14} \cdot 1,12 \cdot \frac{6}{0,5^3} \cdot 11,52 = 1577 \text{ daN/cm}^2 ;$$

$$\tau_{in2} = \frac{8}{\pi} K_2 \frac{D_{m2}}{d_2^3} F_{n2} = \frac{8}{3,14} \cdot 1,15 \cdot \frac{4}{0,4^3} \cdot 14,16 = 2592 \text{ daN/cm}^2,$$

în care :  $K_1 = 1,12$  și  $K_2 = 1,15$  (v. fig. AI-2).

**163** În amortizorul hidraulic (fig. 106) — al unui vehicul pe șine — este montat un arc elicoidal de compresiune — cu secțiune dreptunghiulară — asupra căruia acționează o forță  $F_n = 600 \text{ daN}$ . Arcul este executat din 60 Si 15A avînd dimensiunile  $b = 15 \text{ mm}$  și  $h = 10 \text{ mm}$ . Săgeata maximă este limitată la  $\delta_n = 40 \text{ mm}$ . Să se calculeze : diametrul de înfășurare  $D_m$ , efortul unitar  $\tau'_{i\max}$ , numărul spirelor ( $n_t$  și  $n$ ) și rigiditatea arcului  $k$ .

## Rezolvare :

Se determină diametrul de înfășurare

$$D_m = ib = 4 \cdot 15 = 60 \text{ mm},$$

alegînd în prealabil  $i = 4$ .

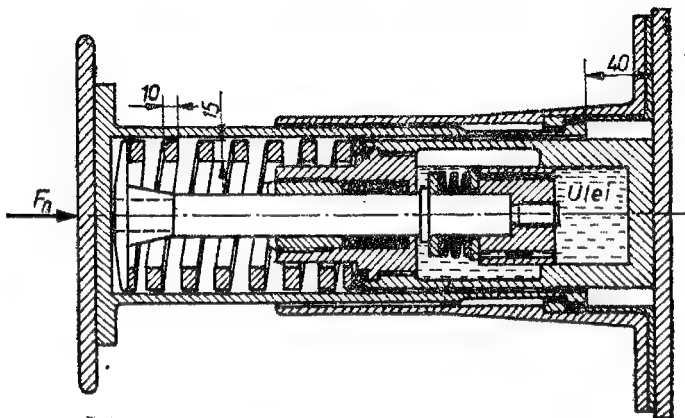


Fig. 106

Efortul unitar maxim (v. tabelul 21)

$$\tau'_{i \max} = \psi \frac{D_m}{(bh)^{3/2}} F_n = 3,13 \frac{6}{(1,5 \cdot 1)^{3/2}} \cdot 600 = 6157 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :  $\psi = 3,13$ , din fig. AI-3.

Se calculează numărul de spire active

$$n = \delta_n \frac{b^2 h^2 G}{\varphi D_m^3 F_n} = 4 \frac{1,5^2 \cdot 1^2 \cdot 8,5 \cdot 10^5}{5,7 \cdot 6^3 \cdot 600} \approx 10,5 \text{ spire},$$

unde :  $\varphi = 5,7$ , din fig. AI-3, determinîndu-se apoi numărul total de spire

$$n_t = n + n_r = 10,5 + 1,5 = 12 \text{ spire}.$$

Rigiditatea arcului

$$k = \frac{Gb^3h^2}{\varphi D_m^3 n} = \frac{8,5 \cdot 10^5 \cdot 1,5^2 \cdot 1^2}{5,7 \cdot 6^3 \cdot 10,5} = 147,93 \text{ daN/cm}.$$

**164** Arcul elicoidal cilindric de tracțiune din figura 107 — montat nepre-tensionat — este folosit pentru readucerea, în poziția inițială, a axului unui mecanism de divizare ; cursa impusă arcului este de 14 mm.

În timpul acestei curse forța de tracțiune a arcului trebuie să crească de la  $F_1 = 3$  daN la  $F_n = 3,9$  daN. Să se stabilească dimensiunile arcului dacă acesta este executat din 51V Cr 11A, cu diametrul sîrmei  $d = 1,2$  mm.

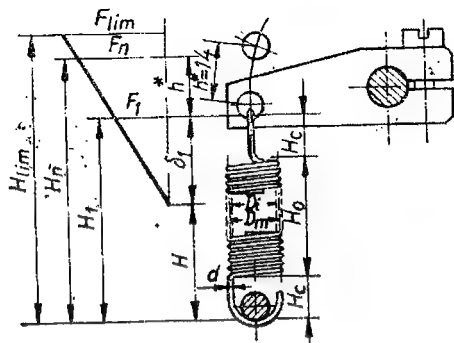


Fig. 107

### Rezolvare :

Se alege din tabelul AI-9, indicele arcului  $i = 6$ , determinîndu-se diametrul de înfășurare :

$$D_m = i d = 6 \cdot 1,2 = 7,2 \text{ mm},$$

se adoptă  $D_{mr} = 8$  mm. Se determină efortul unitar maxim comparîndu-se cu rezistența admisibilă

$$\tau'_{max} = \frac{8}{\pi} K \frac{D_m}{d^3} F_n =$$

$$= \frac{8}{3,14} \cdot 1,22 \frac{0,8}{0,12^3} \cdot 3,9 = 5612 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at},$$

unde :  $K = 1,22$ , din figura AI-2 ;  $\tau_{at} = 6500$  daN/cm<sup>2</sup>, din tabelul AII-11.

Numărul de spire active

$$n = \frac{h^* G d}{8 i^3 (F_n - F_1)} = \frac{1,4 \cdot 8,5 \cdot 10^5 \cdot 0,12}{8 \cdot 6,666 (3,9 - 3)} = 67 \text{ spire},$$

pentru

$$i_{real} = \frac{D_{mr}}{d} = \frac{8}{1,2} = 6,66.$$

Se calculează rigiditatea arcului

$$k = \frac{F_n - F_1}{h^*} = \frac{3,9 - 3}{1,4} = 0,64 \text{ daN/cm}.$$

Lungimea arcului nesolicitat

$$H = n d + 2 H_c = 67 \cdot 1,2 + 2 \cdot 6,8 = 94 \text{ mm},$$

unde :  $H_c = D_i = D_m - d = 8 - 1,2 = 6,8$  mm, lungimea arcului, corespunzătoare sarcinii  $F_1$ , fiind

$$H_1 = H + \delta_1 = 94 + 46,87 = 140,87 \text{ mm},$$

unde :

$$\delta_1 = \frac{F_1}{k} = \frac{3}{0,064} = 46,87 \text{ mm}.$$

Se determină lungimea arcului corespunzătoare sarcinii  $F_n$  :

$$H_n = H_1 + h^* = 140,87 + 14 = 154,87 \text{ mm}.$$

**165** Arcul elicoidal cilindric de răsucire din figura 108 este întrebuințat pentru menținerea — în poziție cuplat — a unui clichet, cu o forță  $F = 1,5 \text{ daN}$ . Arcul are un diametru de înfășurare de  $D_m = 20 \text{ mm}$ , cu un număr de  $n = 5$  spire active; este executat din oțel 51V Cr 11A, avînd diametrul sîrmei  $d = 2 \text{ mm}$ . Se cunoaște și lungimea clichetului  $L = 30 \text{ mm}$ . Să se calculeze: unghiul de răsucire maxim  $\varphi_n$ ; momentul de torsiune care acționează asupra arcului în cazul torsionării suplimentare a acestuia cu  $6^\circ$ ; rigiditatea și efortul unitar maxim; lungimea sîrmei din care se execută arcul.

### Rezolvare :

Conform tabelului 22 se calculează

$$\begin{aligned}\varphi_n &= 3667 \frac{D_m n M_{tn}}{K_0 E d^4} = \\ &= 3667 \frac{2 \cdot 5 \cdot 4,5}{1,08 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,2^4} = 45^\circ 25',\end{aligned}$$

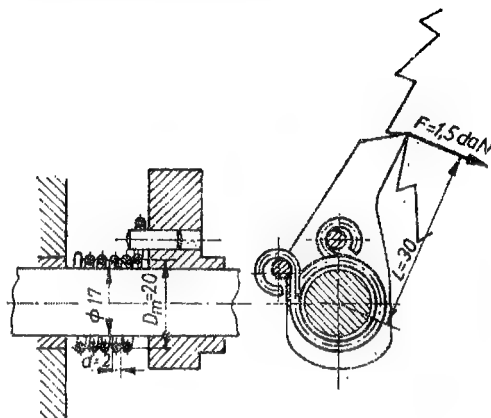


Fig. 108

unde:  $M_{tn} = FL = 1,5 \cdot 3,0 = 4,5 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $K_0 = 1,08$ , din figura AI-4;

$$M_{tn} = \frac{\varphi'_n K_0 E d^4}{3667 D_m n} = \frac{51,47^\circ \cdot 1,08 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 0,2^4}{3667 \cdot 2 \cdot 5} = 5,08 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

în care:  $\varphi'_n = \varphi_n + 6^\circ = 45^\circ 25' + 6^\circ = 51^\circ 25'$ .

Rigiditatea arcului

$$k = \frac{M_{tn}}{\varphi_n} = \frac{4,5}{0,792} = 5,68 \text{ daN} \cdot \text{cm/rad},$$

iar efortul unitar maxim din spirele arcului

$$\sigma_{max} = K_0 \frac{32 M_{tn}}{\pi d^3} = 1,08 \frac{32 \cdot 4,5}{3,14 \cdot 0,2^3} = 6191 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a,$$

unde:  $\sigma_a = 1,25 \tau_a = 1,25 \cdot 6000 = 7500 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelele 22 și AII-11).

Lungimea semifabricatului (v. tabelul 22)

$$l_s = \frac{\pi D_m n}{\cos \alpha_0} + l_c = \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 5}{0,99027} + 44 = 75,7 \text{ cm},$$

în care:  $l_c \approx 2 \cdot 22 = 44 \text{ mm}$ , dornul avînd un diametru de  $4 \text{ mm}$ ;  $\alpha_0 = 8^\circ$ .

**166** Un arc bară de torsiune, de secțiune rotundă — montat într-o cheie dinamometrică, pentru măsurarea forțelor — este solicitat de un moment de torsiune  $M_t = 15 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ; corespunzător acestei solicitări acul indicator al cheii arată o deformare unghiulară de  $\varphi = 22^\circ$ . Arcul bară de torsiune este executat din 60Si 15A. Să se determine diametrul barei  $d$ , lungimea necesară a arcului  $l$  și rigiditatea acestuia  $k'$ .

### Rezolvare :

Diametrul barei se calculează conform tabelului 23

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1500}{3,14 \cdot 6000}} = 10,8 \text{ mm},$$

alegînd  $\tau_{at} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ ; se adoptă  $d = 10 \text{ mm}$ .

Lungimea necesară a arcului bară de torsiune

$$l = \frac{\varphi}{2} G \frac{d}{\tau_{at}} = \frac{0,383}{2} \cdot 8,5 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{6000} = 271,2 \text{ mm},$$

$$\text{unde : } \varphi = 22^\circ \frac{\pi}{180} = 0,383 \text{ rad.}$$

Rigiditatea arcului

$$k' = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{1500}{0,383} = 3917 \text{ daN} \cdot \text{cm/rad.}$$

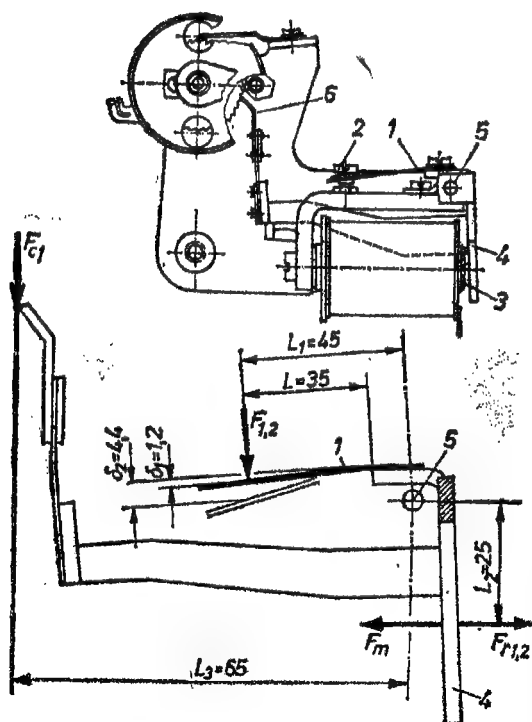


Fig. 109

**167** Clichetul unui comutator selectiv (pas cu pas) este readus — în poziție inițială — de arcul monolamelar 1 (fig. 109), a cărui pretensionare se poate regla prin șurubul 2. Când se cuplează electromagnetul 3, acesta atrage armătura 4 — care se rotește în jurul axei 5 — împingînd astfel clichetul în sus și, prin aceasta, rotind roata de clichet cu o diviziune (pas). La decuplarea electromagnetului arcul 1 readuce înapoi clichetul. Rapoartele între forțe și deformări sînt indicate în figura 109.

Electromagnetul acționează asupra armăturii cu o forță  $F_m = 2,3 \text{ daN}$ . Să se determine, cunoscînd dimensiunea secțiunii transversale a arcului monolamelar  $b \times h = 8 \times 0,5 \text{ mm}$ : rigiditatea lamelei, forța de pretensio-

nare  $F_1$  și forța motoare  $F_2$ , efortul unitar maxim de încovoiere, forțele de readucere  $F_{r1}$  și  $F_{r2}$ , precum și forța care acționează asupra clichetului  $F_{c1}$ . Arcul este executat din 51Si 17A.

### Rezolvare :

Se calculează rigiditatea lamelei (v. tabelul 24) :

$$k = \frac{bh^3}{4L^3} E = \frac{0,8 \cdot 0,05^3}{4 \cdot 3,5^3} \cdot 2,1 \cdot 10^6 = 1,224 \text{ daN/cm.}$$

În acest caz, forța de pretensionare este

$$F_1 = k\delta_1 = 1,224 \cdot 0,12 = 0,147 \text{ daN,}$$

iar forța motoare (activă) :

$$F_2 = k\delta_2 = 1,224 \cdot 0,44 = 0,538 \text{ daN.}$$

Efortul unitar maxim

$$\sigma_{maz} = 6 \frac{F_2 L}{bh^2} = \frac{6 \cdot 0,538 \cdot 3,5}{0,8 \cdot 0,05^2} = 5649 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

adoptînd  $\sigma_{at} = 6000 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 24).

Din ecuațiile de momente rezultă

$$F_{r1} = \frac{F_1 L_1}{L_2} = \frac{0,147 \cdot 4,5}{2,5} = 0,264 \text{ daN ;}$$

$$F_{r2} = \frac{F_2 L_1}{L_2} = \frac{0,538 \cdot 4,5}{2,5} = 0,968 \text{ daN,}$$

iar forța care acționează asupra clichetului

$$F_{c1} = \frac{(F_m - F_{r2}) L_2}{L_3} = \frac{(2,3 - 0,968) 2,5}{6,5} = 0,51 \text{ daN.}$$

**168** Arcul multilamelar — din suspensia spate a unui autovehicul — este format din  $n = 7$  lamele (fig. 110), de lățime  $b = 38 \text{ mm}$  și grosime  $h = 8 \text{ mm}$ , din 51V Cr 11A ( $\sigma_{at} = 8500 \text{ daN/cm}^2$ ). Arcul are două lamele principale, fiind solicitat de forțele  $F_1 = 300 \text{ daN}$  (autovehiculul fără

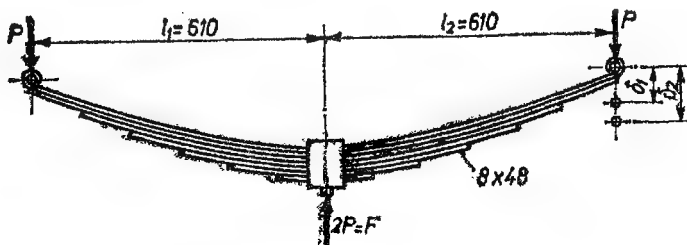


Fig. 110

încărcătură) și  $F_2 = 500$  daN (autovehiculul cu încărcătură utilă). Să se calculeze : efortul unitar maxim ; rigiditatea arcului ; săgeata corespunzătoare diferenței de sarcină.

### Rezolvare :

Conform tabelului 25, pentru arc multilamelar semieliptic simetric se obține

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2} \frac{F_2 L'}{n b h^2} = 1,5 \frac{500 \cdot 122}{7 \cdot 4,8 \cdot 0,8^2} = 4255 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

unde :  $L' = l_1 + l_2 = 61 + 61 = 122$  cm.

Din tabelul 25 rezultă

$$k = \frac{4}{\chi} \cdot \frac{n b h^3 E}{L'^3} = \frac{4}{1,25} \cdot \frac{7 \cdot 4,8 \cdot 0,8^3 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{122^3} = 63,66 \text{ daN/cm},$$

factorul  $\chi = 1,25$  alegându-se din figura AI-6, pentru  $\frac{n'}{n} = \frac{2}{7} = 0,285$ .

Săgeata corespunzătoare diferenței de încărcătură se determină cu relația :

$$\delta = \delta_2 - \delta_1 = \frac{F_2 - F_1}{2k} = \frac{500 - 300}{2 \cdot 63,66} = 1,57 \text{ cm}.$$

**169** Un tampon de cauciuc (fig. 111) — cu înălțimea de  $h = 35$  mm și duritatea de 85 Sh° — trebuie să reziste la acțiunea cu șoc a sarcinii  $F = 200$  daN. Care este diametrul  $d$  necesar al tamponului dacă se admite o săgeată egală cu 10 % din înălțimea tamponului\*). Să se calculeze rigiditatea și efortul unitar maxim din tampon.

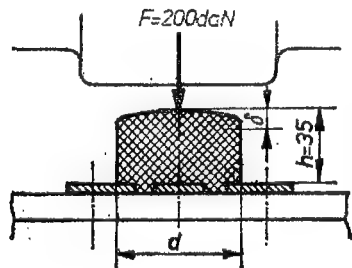


Fig. 111

### Rezolvare :

Conform tabelului 26, se calculează diametrul necesar al tamponului

$$d = 2 \sqrt{\frac{F}{\pi \sigma_a}} = 2 \sqrt{\frac{200}{3,14 \cdot 25}} = 3,192 \text{ cm},$$

unde :  $\sigma_a = 25$  daN/cm<sup>2</sup>, din tabelul AII-12.

Cunoscînd săgeata admisă  $\delta = 0,35$  cm, se determină rigiditatea

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{200}{0,35} = 571,4 \text{ daN/cm},$$

\*) Ca urmare a șocurilor rare și de scurtă durată.



### Efortul unitar maxim

$$\sigma_{max} = \frac{\delta}{h} E_c = \frac{0,35}{3,5} \cdot 92 = 9,2 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_a,$$

unde :  $E_c = \psi G = 4 \cdot 23 = 92 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\psi = 4$ , din figura AI-7, în funcție de  $\psi_f = \frac{d}{4h} = 0,228$ ;  $G = 23 \text{ daN/cm}^2$ , din figura AI-8, în funcție de duritatea 85 Sh°.

**170** Clapa unui contactor electric este readusă — în poziție inițială — de un arc elicoidal cilindric de compresiune (fig. 112). Forța de precomprimare a arcului este  $F_1 = 0,9 \text{ daN}$ , iar forța maximă care acționează asupra arcului  $F_2 = 1,5 \text{ daN}$ . Se cunosc :  $D_m = 12 \text{ mm}$ ;  $n = 8$ ;  $h^* = 7 \text{ mm}$ . Să se calculeze : rigiditatea arcului, diametrul necesar al sîrmei, efortul unitar maxim și efortul unitar datorat sarcinii de blocare  $F_b$ . Materialul arcului 60Si 15A.

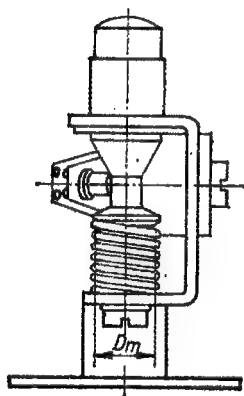


Fig. 112

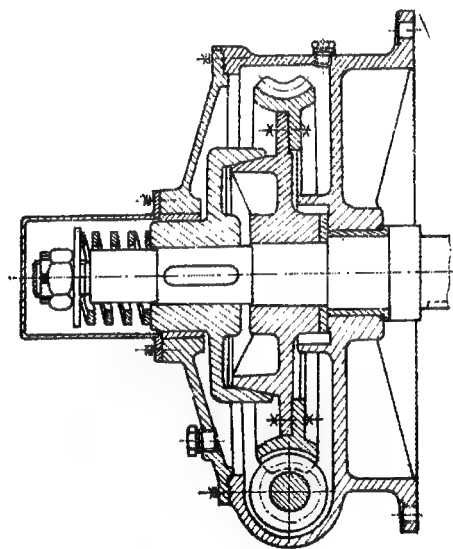


Fig. 113

**171** Să se dimensioneze arcul elicoidal cilindric de compresiune — cu secțiune dreptunghiulară — de la un cuplaj limitativ conic (fig. 113), capabil să dezvolte o forță de cuplare  $F_c = 325 \text{ daN}$ . Arcul cu  $D_m = 80 \text{ mm}$  și  $H = 120 \text{ mm}$  — este executat din oțel 51V Cr 11A. Să se stabilească : secțiunea spirei și efortul unitar maxim ; numărul spirelor active ; săgeata arcului sub acțiunea forței  $F_c$  ; lungimea arcului în stare liberă și sub acțiunea forței  $F_c$  ; rigiditatea arcului ; lungimea necesară a semifabricatului.

**172** Să se dimensioneze arcul elicoidal cilindric de compresiune (fig. 114), folosit pentru decuplarea mai rapidă a discurilor — la un cuplaj multidisc — în cazul deconectării circuitului de presiune, hidraulic. Se cunosc : forța cu care trebuie să acționeze arcurile  $F_1 = 25$  daN, diametrul exterior ale găurilor în care sînt introduse arcurile respective  $D_g = 12$  mm, cursa arcului  $h^* = 12$  mm ; arcurile sînt executate din 60Si 15A.

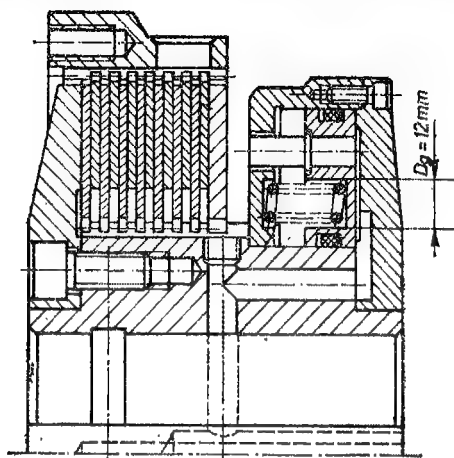


Fig. 114

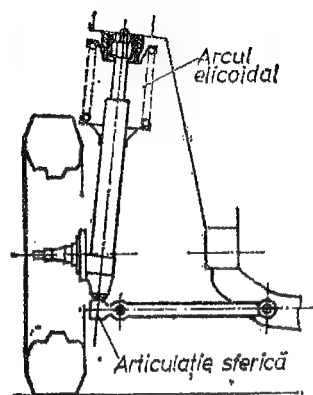


Fig. 115

**173** Elementul elastic al suspensiei unui autovehicul (fig. 115) este arcul elicoidal de compresiune. Cunoscînd forța maximă statică, care acționează asupra arcului  $F_n = 378$  daN și diametrul exterior maxim posibil al arcului  $D_{ext} = 150$  mm, să se dimensioneze arcul respectiv : materialul din care este executat arcul : 60Si 15A.

**174** La cuplajul limitativ multidisc — din figura 116 — arcul elicoidal cilindric de compresiune — cu secțiune dreptunghiulară — trebuie să intre în acțiune la forța  $F_e = F_1 = 105$  daN ; diametrul de înfășurare

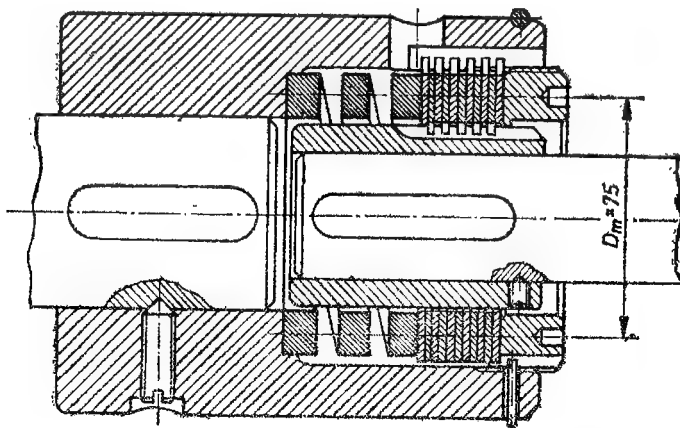


Fig. 116

este impus din considerente constructive  $D_m = 75$  mm. Să se calculeze arcul cuplajului, cunoscînd dimensiunea secțiunii transversale  $b \times h = 12 \times 9$  mm și săgeata  $\delta_1 = 10$  mm.

**175** La cuplajul din figura 116 se înlocuiește secțiunea dreptunghiulară a arcului cu secțiune rotundă. Să se calculeze acest arc, respectînd aceleași condiții impuse, stabilindu-se cum sînt dimensiunile de gabarit — în acest caz — comparativ cu arcul cu secțiune dreptunghiulară.

**176** Saboții unui cuplaj cu fricțiune, centrifugal sînt menținuți, în poziție necuplat, prin intermediul unui arc elicoidal cilindric de întindere (fig. 117). Forța de întindere a arcului — în momentul în care saboții ating tamburul — este  $F_1 = 10$  daN, la o anumită turație  $n_1$ . La turația  $n_2 > n_1$  apare, în arc, o forță  $F_2 = 16$  daN necesară transmiterii momentului de torsiune al cuplajului. Pînă în momentul în care vine în contact cu tamburul, arcul efectuează o cursă totală  $h^* = 3,5$  mm. Se cunoaște  $D_m = 14$  mm și se cere : diametrul necesar al sîrmei ; efortul unitar maxim ; numărul de spire (active și total) ; rigiditatea arcului ; săgeata acestuia sub acțiunea forței  $F_1$  și săgeata maximă. Materialul arcului : 60Si15A.

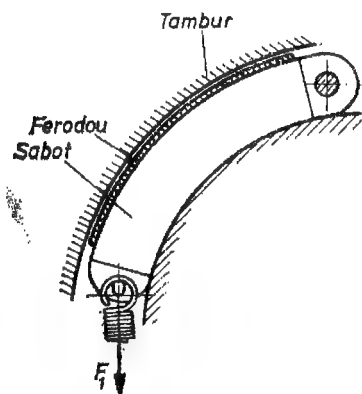


Fig. 117

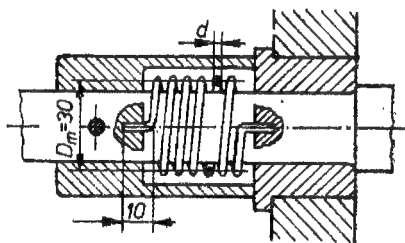


Fig. 118

**177** Arcul elicoidal cilindric de răsucire, din fig. 118, are rolul de a readuce — în poziție inițială — axul mecanismului de divizare, rotit cu unghiul  $\varphi = 45^\circ$ , de o pîrghie. În poziție inițială, arcul este pretensionat de un moment  $M_{it} = 15$  daN · cm, iar în poziție finală de  $M_{tn} = 23$  daN · cm. Să se stabilească dimensiunile arcului — executat din 51 VCr 11 A — știind că  $D_m = 30$  și  $n = 6$ . Să se calculeze : diametrul sîrmei și efortul unitar maxim ; unghiul de răsucire corespunzător sarcinii  $M_{it}$  și  $M_{tn}$  ; rigiditatea arcului ; lungimea semifabricatului.

**178** Elementul elastic al suspensiei — roților din față — de la un auto-vehicul este construit dintr-un arc bară de torsiune — executat din 51 VCr 11 A — cu secțiune rotundă. Asupra brațului arcului — de lun-

gime  $a = 250$  mm — acționează o forță de  $F = 500$  daN; lungimea barei de torsiune  $l = 1000$  mm. Să se calculeze diametrul barei, deformația unghiulară maximă și rigiditatea arcului.

**179** Dacă în suspensia — prezentată în problema nr. 178 — se înlocuiește bara de torsiune, cu secțiune rotundă, cu un arc bară de torsiune formată din patru plăci — de secțiune dreptunghiulară — dispuse în pachet, se obține o micșorare a dimensiunilor de gabarit? Se mențin aceleași date de calcul.

**180** Dispozitivul — reprezentat simplificat în figura 119 — se folosește — prin acționarea unui contact electric — în procesul de comandă al unui manșon de poștă pneumatică. Pîrghia de cuplare este scoasă în afara tubului de către manșon, cuplînd contactul printr-o piesă de legătură. Arcul monolamelar — care are rolul de a readuce pîrghia în poziția inițială — este executat din 60 Si 15 A. În poziția inițială, arcul este pretenționat de forța  $F_1 = 3,5$  daN, avînd o săgeată de  $\delta_1 = 7$  mm, iar în poziție finală de o forță  $F_n = 8,2$  daN. Să se determine: secțiunea necesară a lamelei; rigiditatea arcului; săgeata corespunzătoare forței  $F_n$  și efortul unitar maxim.

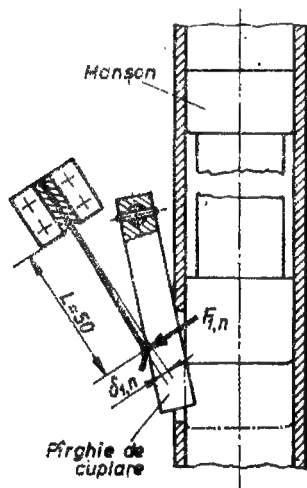


Fig. 119

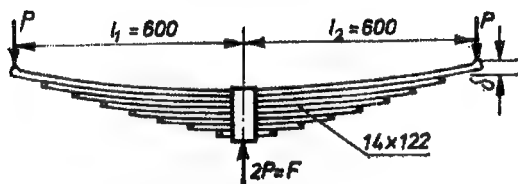


Fig. 120

**181** Elementul elastic al suspensiei unei locomotive este un arc multi-lamelar, cu opt lamele ( $n = 8$ , fig. 120); lamelele au secțiunea  $b \times h = 120 \times 14$  mm, fiind executate din 51 VCr 11 A ( $\sigma_{at} = 8500$  daN/cm<sup>2</sup>). Să se calculeze sarcina statică admisibilă, rigiditatea arcului și săgeata corespunzătoare sarcinii  $P$ .

**182** O mașină hidraulică cu piston este sprijinită pe arcuri — bucșe din cauciuc (fig. 121), cu duritatea de 80 Sh°. Forța statică preluată de un arc este  $F = 400$  daN, arcul avînd o săgeată statică de  $\delta = 5$  mm.

Se cunoaște, de asemenea, diametrul interior al bușei  $d = 25 \text{ mm}$ . Să se stabilească : înălțimea necesară a arcului și diametrul exterior al acestuia ; rigiditatea arcului.

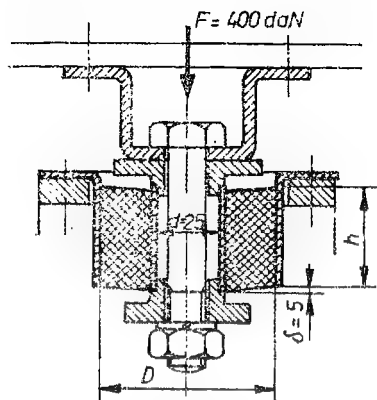


Fig. 121

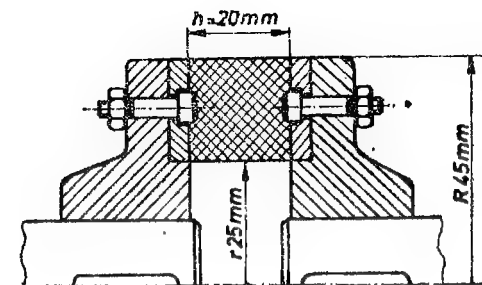


Fig. 122

**183** Elementul elastic al cuplajului, din figura 122, este executat din cauciuc, cu duritatea 70 Sh°. Să se calculeze : momentul capabil să-l transmită cuplajul menționat, unghiul de răsucire maxim admis și rigiditatea elementului elastic.

*Arborii* — organe de mașini cu mișcare de rotație — se folosesc pentru transmiterea momentului de torsiune organelor cu care sînt asamblați. În majoritatea cazurilor arborii au și rolul de a menține poziția axei de rotație a elementelor susținute.

*Osiile* sînt organe de mașini destinate susținerii altor organe — cu mișcare de rotație, oscilatorie sau care se află în repaus — fără a transmite momente de torsiune.

### NOTAȚII FOLOSITE

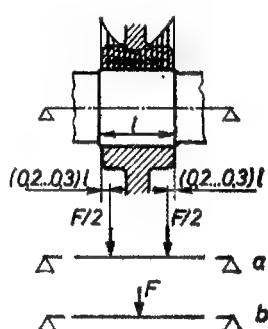
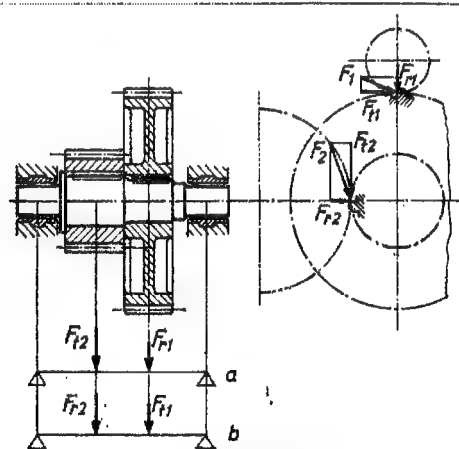
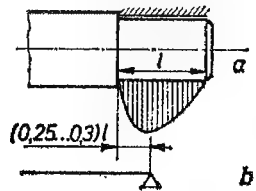
$c$	— coeficientul de siguranță;
$d$	— diametrul arborelui sau osiei;
$H, V$	— reacțiunile din planul orizontal respectiv vertical;
$M_t \left( \frac{P}{n} \right)$	— momentul de torsiune; raportul dintre puterea $P$ și turația $n$ a arborelui;
$M_t, M_{tH}, M_{tV}$	— momentul de încovoiere total, respectiv momentul de încovoiere în planul orizontal sau în planul vertical;
$N$	— forța axială care solicită arborele;
$W_s, W_p$	— modulul de rezistență axial, respectiv polar;
$\alpha$	— coeficientul care ia în considerare modul diferit de variație al solicitărilor de încovoiere și de torsiune;
$\beta_k$	— coeficientul efectiv de concentrare;
$\varepsilon$	— factorul dimensional;
$\gamma$	— coeficientul de calitate al suprafeței;
$\sigma_a(\tau_a), \sigma_m(\tau_m)$	— amplitudinea și respectiv efortul unitar mediu al ciclului de solicitare.
$\sigma_{at}$	— rezistența admisibilă la solicitarea de încovoiere;
$\sigma_{-1}(\tau_{-1})$	— rezistența la oboseală, pentru ciclul simetric;
$\sigma_{02}(\tau_{02})$	— limita de curgere a materialului;
$\sigma_{t(c)}$	— efortul unitar de tracțiune (compresiune);
$\tau_{at}$	— rezistența admisibilă, convențională, la solicitarea de torsiune a arborelui.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Sistemul de forțe care solicită arborele rezultă din interacțiunea acestuia cu organele susținute și cu organele pe care se reazemă. Distribuția forțelor de interacțiune dintre arbore și organele susținute fiind — în general — neuniformă pe lungimea suprafeței de contact, se impune schematizarea încărcării arborelui (tabelul 27).

Tabelul 27

Recomandări privind stabilirea punctelor de aplicație a forțelor exterioare și a reacțiunilor [12, 13, 27]

Cazul real	Schematizarea posibilă
Interacțiunea dintre arbore și butucul roții	<p>Schematizarea <i>a</i> se recomandă pentru un calcul mai precis, schematizarea <i>b</i> fiind frecvent folosită.</p> 
Forțe care acționează în plane diferite	
Arbore montat în lagăre de alunecare	

Cazul real	Schematizarea posibilă
Arbore montat pe rulmenți	

Relațiile, metodică și recomandările necesare pentru calculul arborilor sînt indicate în tabelul 28.

Calculul de proiectare al osiilor se desfășoară similar cu cel al arborilor, succesiunea etapelor de calcul fiind următoarea :

- stabilirea schemei de calcul și de încărcare a osiilor;
- alegerea materialului;
- dimensionarea secțiunilor — din solicitarea de încovoiere — în care apar eforturile unitare maxime.

Tabelul 28

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul arborilor [9, 12, 13, 27, 40]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Predimensionarea arborelui	$W_{p nec} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{M_t}{\tau_{at}}; \quad d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{W_{p nec}}{\tau_{at}}},$ <p>sau</p> $d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{M_t}{\tau_{at}}}; \quad \tau_{at} = 150 \dots 350 \text{ daN/cm}^2 *$ <p>Valoarea obținută <math>d</math> se rotunjește la o valoare standardizată.</p>
Schița arborelui	În funcție de diametrul obținut la predimensionare — și configurația impusă din considerente constructive — se stabilesc dimensiunile pe lungime a arborelui și treptele de diametre, întocmindu-se schița arborelui.
Schema de calcul	Conform indicațiilor din tabelul 27
*) Valorile superioare ale intervalului se recomandă în cazul arborilor scurți.	



Tabelul 28 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Reacțiunile din reazeme	În funcție de schema de calcul adoptată
Diagramele de variație a momentelor încovoietoare și de torsiune și a forțelor axiale	În cazul în care forțele acționează în plane diferite $M_t = \sqrt{M_{tH}^2 + M_{tV}^2}$
Verificarea rezistenței la solicitări compuse	Se efectuează pentru secțiunile periculoase $\sigma_{red} = \frac{1}{W_z} \sqrt{M_t^2 + \alpha^2 M_t^2} < \sigma_{at III};$ sau $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2} < \sigma_{at III};$ unde: $\sigma = \sigma_t + \sigma_{t(c)}; \quad \left\{ \begin{array}{l} \sigma_t = \frac{M_t}{W_z}; \\ \sigma_{t(c)} = \frac{N}{\pi d^2} \end{array} \right.$ $\tau_t = \frac{M_t}{W_p}; \quad \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{t(c)} = \frac{N}{\pi d^2} \\ 4 \end{array} \right.$ $\alpha$ — din tabelul AII-13; $\sigma_{at}$ — din tabelul AII-14.
Verificarea la deformații	Calculul deformațiilor se efectuează după una din metodele din Rezistența materialelor comparându-se valorile efective cu cele admisibile. În lipsa unor condiții special impuse — de funcționarea ansamblului — se pot utiliza următoarele recomandări: — Săgeata $\delta_{max} \leq (2 \dots 3) \cdot 10^{-4} l$ , unde $l$ reprezintă distanța dintre lagăre; — Săgeata în secțiunile în care sînt montate roți dințate $\delta_a = (0,01 \dots 0,03) m$ , $m$ reprezentînd modulul de angrenare al roții dințate; — deformațiile unghiulare din porțiunea fusurilor arborilor se compară cu valorile admisibile permise de tipul de lagăr adoptat: $\varphi_a \leq 2,5 \cdot 10^{-3}$ pentru rulmenți cu role cilindrice; $\varphi_a \leq 1,7 \cdot 10^{-3}$ pentru rulmenți cu role conice; $\varphi_a \leq 8 \cdot 10^{-3}$ pentru rulmenți radiali cu bile; $\varphi_a \leq 5 \cdot 10^{-3}$ pentru rulmenți oscilanți cu bile; $\varphi_a \leq 10^{-3}$ pentru lagăre de alunecare.
Verificarea la solicitări variabile	În secțiunile cu o concentrare importantă a eforturilor — canale de pană, salturi de diametre etc. — se calculează coeficientul efectiv de siguranță la oboseală, conform relațiilor din tabelul AI-6. Se recomandă: $c \geq 1,3$ — pentru arborii executați din material omogen, tehnologie corectă, solicitările fiind precis stabilite; $c \geq 1,5 \dots 2,5$ — material neomogen, solicitările au fost stabilite aproximativ.

Se recomandă următoarele rezistențe admisibile :

$\sigma_{at} = (700 \dots 1500) \text{ daN/cm}^2$ , pentru osiile fixe;

$\sigma_{at} = (400 \dots 800) \text{ daN/cm}^2$ , pentru osiile rotitoare.

Pentru osiile rotitoare se efectuează verificarea la solicitări variabile, determinându-se coeficientul de siguranță la oboseală  $c$ , folosind relațiile din tabelul AI-6.

**184** Osia căruciorului unui transportor (fig. 123) — folosit pentru încărcarea unui cuptor de tratament termic — este executată din OL 50. Forța la roată fiind  $F = 900 \text{ daN}$ , se cere să se dimensioneze osia, cunoscând  $a = 60 \text{ mm}$ ;  $b = 80 \text{ mm}$ .

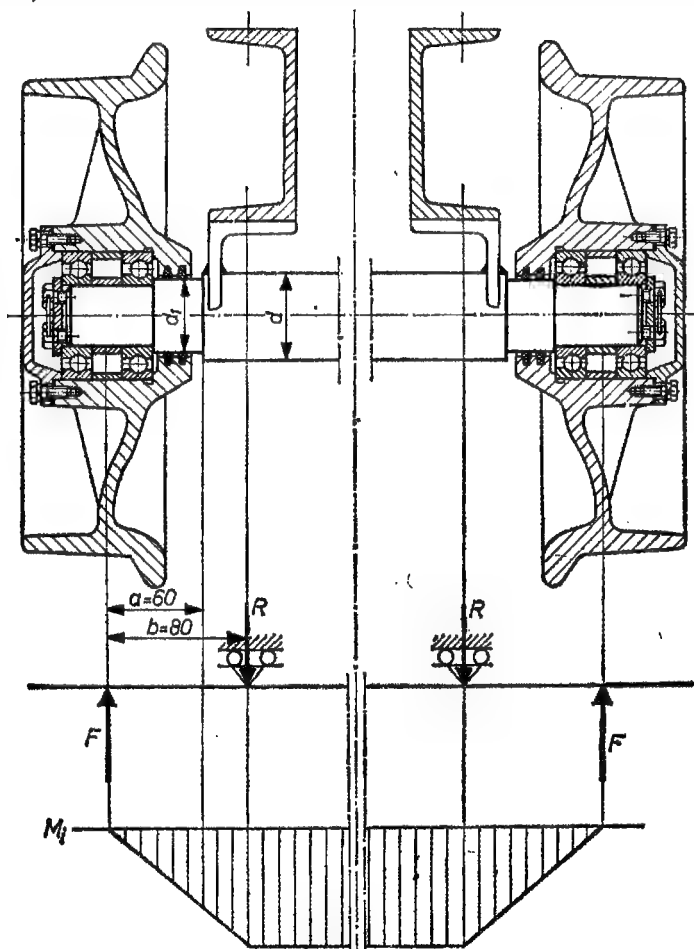


Fig. 123

### Rezolvare :

Osia este fixă, prin urmare se va efectua calculul la solicitarea statică de încovoiere. Momentul maxim de încovoiere :

$$M_{i \max} = F_a + F(b - a) = Fb = 900 \cdot 8 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar

$$W_{z\text{ nec}} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{M_{i\text{ max}}}{\sigma_{at}} = \frac{7\,200}{700} = 10,3 \text{ cm}^3,$$

rezultînd un diametru de  $d = 47 \text{ mm}$ ; se adoptă  $d = 50 \text{ mm}$ .

Se adoptă constructiv  $d_1 = 40 \text{ mm}$ , verificîndu-se secțiunea 1 de trecere — la diametrul  $d = 50 \text{ mm}$  — la solicitarea de încovoiere :

$$M_{i1} = Fa + M_i = 900 \cdot 6 + 1800 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$\sigma_i = \frac{32 M_{i1}}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 7\,200}{3,14 \cdot 4^3} = 1\,146 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

unde :  $\sigma_{at} = 700 \dots 1500 \text{ daN/cm}^2$ .

**185** La același cărucior de transportor — din problema 184 — se adoptă, în construcția sistemului de rulare, o altă soluție constructivă (fig. 124). Să se calculeze osia căruciorului, elementele de calcul fiind cele din precedenta problemă.

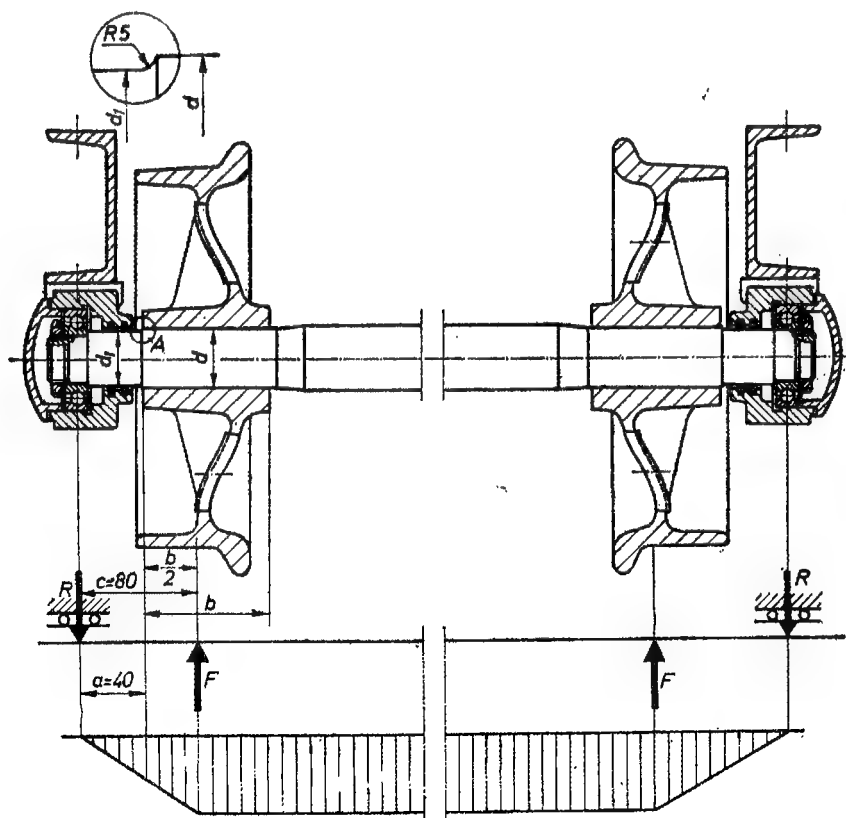


Fig. 124

## Rezolvare :

În acest caz, osia este rotitoare, solicitarea de încovoiere variind după un ciclu alternant simetric. Se va dimensiona osia la încovoiere și se va verifica la oboseală.

Momentul maxim de încovoiere este :

$$M_{i\max} = Rc = 900 \cdot 8 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar secțiunea necesară

$$W_{i\text{ nec}} = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{M_{i\max}}{\sigma_{at}} = \frac{7200}{500} = 14,4 \text{ cm}^3,$$

rezultând un diametru  $d = 49,5 \text{ mm}$ . Se adoptă  $d = 50 \text{ mm}$ .

Din considerente constructive, se adoptă  $d_1 = 40 \text{ mm}$ , efectuându-se o verificare la solicitarea de încovoiere a secțiunii de trecere (la diametrul  $d = 50 \text{ mm}$ ) :

$$M_{t1} = Ra = 900 \cdot 4 = 3600 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

și

$$\sigma_t = \frac{32 M_{t1}}{\pi d_1^3} = \frac{32 \cdot 3600}{3,14 \cdot 4^3} = 570 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \sigma_{at},$$

pentru osiile rotitoare rezistența admisibilă fiind  $\sigma_{at} = 400 \dots 800 \text{ daN/cm}^2$ .

Se verifică osia — la oboseală — în secțiunile în care apare o concentrare de eforturi, în acest caz secțiunea I, a saltului de diametre. Coeficientul de siguranță se calculează cu relația (v. tabelul AI-6) :

$$\sigma_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1,4}{0,85 \cdot 0,9} \cdot \frac{570}{2400}} = 2,3,$$

în care :  $\beta_k = 1,4$  (tabelul AI-10) pentru  $\frac{d - d_1}{2r} = 1$  și  $\frac{r}{d_1} = 0,125$  ;  
 $\varepsilon = 0,85$  (tabelul AI-14) ;  $\gamma = 0,9$  (tabelul AI-15) ;  $\sigma_a = \sigma_t = 570 \text{ daN/cm}^2$  ;  
 $\sigma_{-1} = 2400 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-1).

Se observă că valoarea coeficientului de siguranță se încadrează în limitele recomandate, pentru astfel de organe de mașini,  $c = 1,5 \dots 2,5$ .

**186** Piatra unei mașini de rectificat este antrenată — de la un motor cu  $P = 18 \text{ kW}$  — prin intermediul unei transmisii cu curele. Arboarele de susținere a pietrei (fig. 125) are turația  $n = 1000 \text{ rot/min}$ . Forța radială care acționează asupra pietrei este  $F_r = 100 \text{ daN}$ , iar forțele din ramurile curelelor :  $S_1 = 390 \text{ daN}$  și  $S_2 = 120 \text{ daN}$ . Dimensiunile arborelui fiind indicate în fig. 125, să se efectueze calculul de verificare al arborelui. Materialul arborelui OL 50.

## Rezolvare :

### 1. Verificarea arborelui la solicitarea compusă

Momentul încovoietor maxim apare în secțiunea 2 (v. fig. 125), atât în planul vertical ( $V$ ) cât și în planul orizontal ( $H$ ):

$$M_{iv2} = (S_2 \cos 30^\circ + S_1 \sin 30^\circ) b = 299 \cdot 15 = 4485 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{iH2} = (S_1 \cos 30^\circ + S_2 \sin 30^\circ) b = 398 \cdot 15 = 5966 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

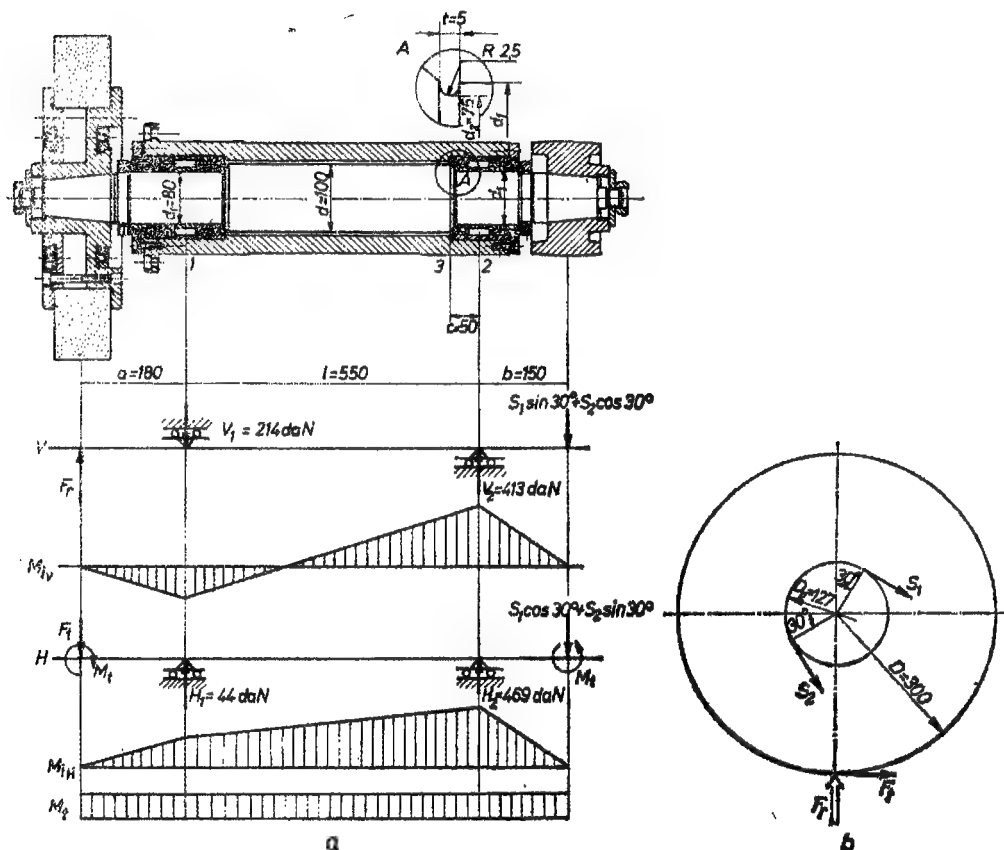


Fig. 125

În acest caz, momentul încovoietor rezultat din secțiunea periculoasă

$$M_i = \sqrt{M_{iv2}^2 + M_{iH2}^2} = \sqrt{4485^2 + 5966^2} = 7463 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se calculează momentul de torsiune transmis de arbore

$$M_t = 95\,500 \frac{P^{[\text{kW}]}}{n^{[\text{rot/min}]}} = 95\,500 \frac{18}{1\,000} = 1720 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Coeficientul  $\alpha$  se determină, conform tabelului AII-13 și AII-14, pentru OL 50

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai\text{ III}}}{\sigma_{ai\text{ II}}} = \frac{450}{750} = 0,60,$$

obținându-se efortul unitar redus în secțiunea 2

$$\begin{aligned}\sigma_{red} &= \frac{32}{\pi d_1^3} \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2} = \frac{32}{3,14 \cdot 8^3} \sqrt{7463^2 + (0,6 \cdot 1720)^2} = \\ &= 150 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai},\end{aligned}$$

unde:  $\sigma_{ai} = 550 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-14).

## 2. Verificarea arborelui la solicitarea variabilă

Se verifică arborele — la oboseală — în secțiunea 3 unde apare o concentrare maximă de eforturi, ca urmare a diferenței de diametre.

Se determină, inițial, momentele încovoietoare

$$\begin{aligned}M_{iV3} &= (b + c) (S_1 \sin 30^\circ + S_2 \cos 30^\circ) - cV_2 = \\ &= (15 + 5) 299 - 5 \cdot 413 = 3915 \text{ daN} \cdot \text{cm};\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}M_{iH3} &= (b + c) (S_1 \cos 30^\circ + S_2 \sin 30^\circ) - cH_2 = \\ &= (15 + 5) \cdot 398 - 5 \cdot 469 = 5615 \text{ daN} \cdot \text{cm};\end{aligned}$$

$$M_{i3} = \sqrt{M_{iV3}^2 + M_{iH3}^2} = \sqrt{3915^2 + 5615^2} = 6845 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Efortul unitar de încovoiere

$$\sigma_i = \frac{32 M_{i3}}{\pi d_2^3} = \frac{32 \cdot 6845}{3,14 \cdot 7,5^3} = 165 \text{ daN/cm}^2.$$

Considerându-se că solicitarea de încovoiere variază după un ciclu alternant simetric se obține coeficientul de siguranță,

$$\sigma_o = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{2,2}{0,74 \cdot 1,0} \cdot \frac{165}{2400}} = 4,89,$$

unde:  $\beta_k = 2,2$ , pentru  $t/r = 2$  și  $r/d = 0,033$  (v. tabelul AI-11);  $\varepsilon = 0,74$  (v. tabelul AI-14);  $\gamma = 1,0$  (v. tabelul AI-15);  $\sigma_a = \sigma_i = 165 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_m = 0$ ;  $\sigma_{-1} = 2400 \text{ daN/cm}^2$ .

Efortul unitar de torsiune

$$\tau_t = \frac{16 M_t}{\pi d_2^3} = \frac{16 \cdot 1720}{3,14 \cdot 7,5^3} = 20,75 \text{ daN/cm}^2.$$

Coeficientul de siguranță se calculează cu relația (v. tabelul AI-6)

$$o_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \gamma} \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,52}{0,66 \cdot 1,0} \cdot \frac{10,4}{1320} + \frac{10,4}{800}} = 32,1,$$

în care:  $\beta_k = 1,52$ ;  $\varepsilon = 0,66$ ;  $\gamma_{\tau} = 0,6$   $\gamma_{\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 1,0 + 0,4 = 1,0$ ;  
 $\tau_m = \tau_a = \tau_i/2 = 10,4$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_{-1} = 0,55$   $\sigma_{-1} = 0,55 \cdot 2400 = 1320$   
daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_{02} = 800$  daN/cm<sup>2</sup>.

Se determină coeficientul de siguranță global

$$o = \frac{o_{\sigma} o_{\tau}}{\sqrt{o_{\sigma}^2 + o_{\tau}^2}} = \frac{32,1 \cdot 4,89}{\sqrt{32,1^2 + 4,89^2}} = 4,83 \gg o_a,$$

ca urmare a construcției rigide a ansamblului analizat.

**187** Să se dimensioneze arborele de intrare din reductorul conico-cilindric, reprezentat în figura 126, știind că se transmite o putere  $P = 90$  kW. Raportul de transmitere realizat de reductor este  $i = 6,25$ , turația la intrare  $n_1 = 1500$  rot/min, iar rapoartele parțiale de transmitere  $i_1 = i_2 = 2,5$ . Reductorul este antrenat de la un electromotor prin intermediul unui cuplaj. Materialul arborelui 40 MC 11;  $D_{dm1} = 48$  mm.

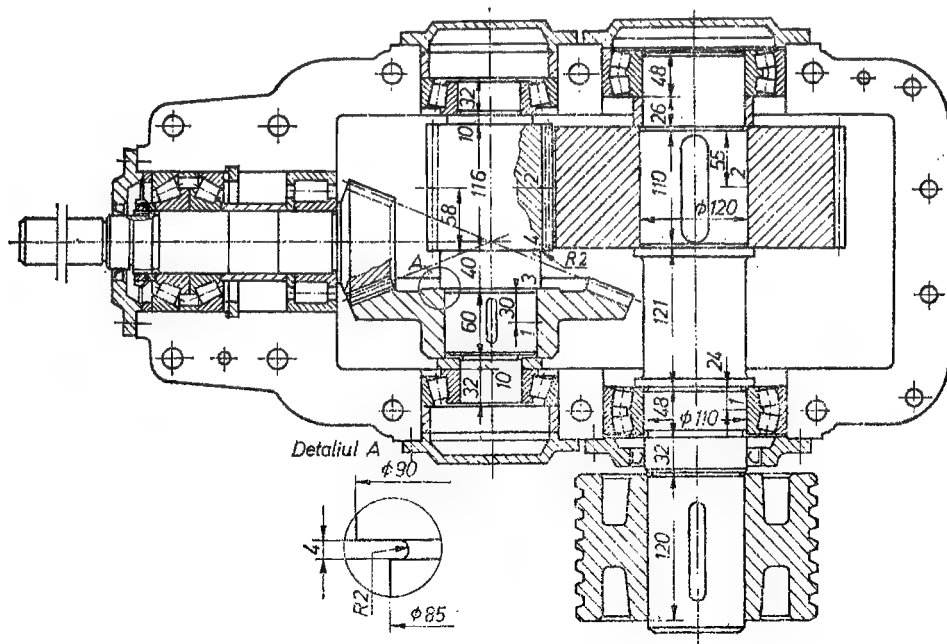


Fig. 126

## Rezolvare :

Momentul de torsiune

$$M_t = 95\,500 \frac{P}{n} = 95\,500 \frac{90}{1\,500} = 5730 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se predimensionează arborele la solicitarea de torsiune

$$W_{p\text{ nec}} = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{M_t}{\tau_{at}} = \frac{5730}{200} = 28,65 \text{ cm}^3,$$

rezultînd  $d = 53 \text{ mm}$  și adoptîndu-se  $d = 60 \text{ mm}$ .

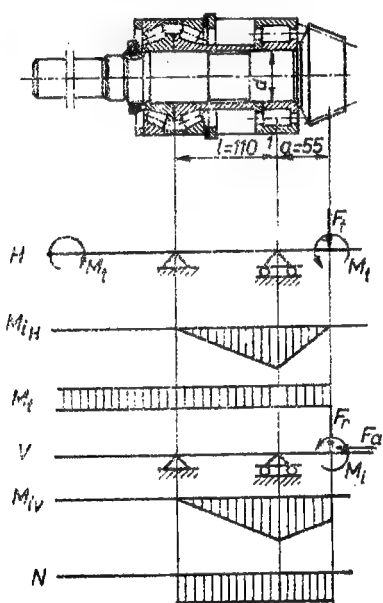


Fig. 127

În funcție de valoarea obținută a diametrului se adoptă rulmenții și se întocmește schița arborelui (fig. 127), stabilindu-se dimensiunile — pe lungime ale arborelui.

Se calculează forțele — conform tabelului 79 — care încarcă arborele :

$$F_t = \frac{2M_t}{D_{am1}} = \frac{2 \cdot 5730}{4,8} = 2387,5 \text{ daN};$$

$$\begin{aligned} F_a &= F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_{a1} = \\ &= 2387,5 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 21^\circ 48' = 318 \text{ daN} (\delta_{a1} = \\ &= \operatorname{arc} \operatorname{ctg} i_1 = \operatorname{arc} \operatorname{ctg} 2,5 = 21^\circ 48'); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_{a1} = \\ &= 2387,5 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 21^\circ 48' = 809 \text{ daN}. \end{aligned}$$

Pentru trasarea diagramelor de momente — în cele două plane — se calculează

$$M_{tH1} = a F_t = 5,5 \cdot 2387,5 = 13131 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{tV1} = M_t + a F_r = 763 + 5,5 \cdot 809 = 5212,5 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_t = F_a \frac{D_{am1}}{2} = 318 \frac{4,8}{2} = 763 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{t1} = \sqrt{M_{tH1}^2 + M_{tV1}^2} = \sqrt{13131^2 + 5212,5^2} = 14128 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_t = 5730 \text{ daN} \cdot \text{cm}; \quad N = F_a = 318 \text{ daN}.$$



Secțiunea periculoasă este secțiunea I, pentru care eforturile unitare au valorile :

$$\sigma_{t1} = \frac{32M_{t1}}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 14128}{3,14 \cdot 6^3} = 666 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{c1} = \frac{N}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{318}{\frac{3,14 \cdot 6^2}{4}} = 11,25 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_1 = \sigma_{t1} + \sigma_{c1} = 666 + 11 = 677 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 5730}{3,14 \cdot 6^3} = 135 \text{ daN/cm}^2.$$

Efortul unitar redus

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + 4(\alpha\tau)^2} = \sqrt{677^2 + 4(0,6 \cdot 135)^2} = 682 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at III},$$

unde :

$$\alpha = \frac{\sigma_{at III}}{\sigma_{at II}} = \frac{900}{1500} = 0,6 \text{ (v. tabelele AII-13 și AII-14).}$$

**188** Să se efectueze calculul de verificare al arborelui intermediar, dintr-un reductor coaxial (fig. 128) cunoscându-se :  $P_1=120 \text{ kW}$ ,  $n_1=1500 \text{ rot/min}$ ;  $i=i_1i_2=2,85 \cdot 2,8$ ,  $D_2=296 \text{ mm}$ ,  $D_3=106 \text{ mm}$ ,  $\beta_2=10^\circ 30'$ ,  $\beta_3=12^\circ 15'$ ,  $D_{t3}=96 \text{ mm}$ . Materialul arborelui OLC 60, normalizat.

### Rezolvare :

Momentul de torsiune transmis de arborele 2 este

$$M_{t2} = 95500 \frac{P}{n_2} = 95500 \frac{120}{526,3} = 21774 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1500}{2,85} = 526,3 \text{ rot/min.}$$

Se calculează forțele și momentele care solictă arborele :

$$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{D_2} = \frac{2 \cdot 21774}{29,6} = 1471 \text{ daN};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha_{0n}}{\cos \beta_2} = 1471 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ 30'} = 544 \text{ daN};$$



Cu aceste valori — conform schemei de calcul din figura 129 — se determină reacțiunile :

$$H_1 = \frac{F_{i3}(l-a) - F_{i2}b}{l} =$$

$$= \frac{4108(35-9) - 1471 \cdot 7}{35} = 2757 \text{ daN} ;$$

$$H_4 = \frac{F_{i3}a - F_{i2}(l-b)}{l} =$$

$$= \frac{4108 \cdot 9 - 1471(35-7)}{35} = -120 \text{ daN} ;$$

$$V_1 = \frac{F_{r2}b + F_{r3}(l-a) + M_{iII} - M_{iIV}}{l} =$$

$$= \frac{544 \cdot 7 - 1530(35-9) + 3952 - 4685}{35} =$$

$$= 1224 \text{ daN} ;$$

$$V_4 = \frac{F_{r2}(l-b) + F_{r3}a - M_{iII} + M_{iIV}}{l} =$$

$$= \frac{544(35-7) + 1530 \cdot 9 - 3952 + 4685}{35} =$$

$$= 850 \text{ daN} .$$

Sarcinile și momentele care solici-  
tă arborele — necesare pentru tra-  
sarea diagramelor, în cele două plane  
(v. fig. 129) — au valorile :

$$M_{iH2} = H_4b = -120 \cdot 7 =$$

$$= -840 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

$$M'_{iV2} = V_4b = 850 \cdot 7 =$$

$$= 5950 \text{ daN} \cdot \text{cm} ; M'_{iV2} = M'_{iV2} +$$

$$+ M_{iII} = 5950 + 3952 = 9902 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

$$M_{i2} = \sqrt{M_{iH2}^2 + M'_{iV2}^2} =$$

$$= \sqrt{840^2 + 9902^2} = 9938 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

$$M_{iH3} = H_1a = 2757 \cdot 9 =$$

$$= 24813 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

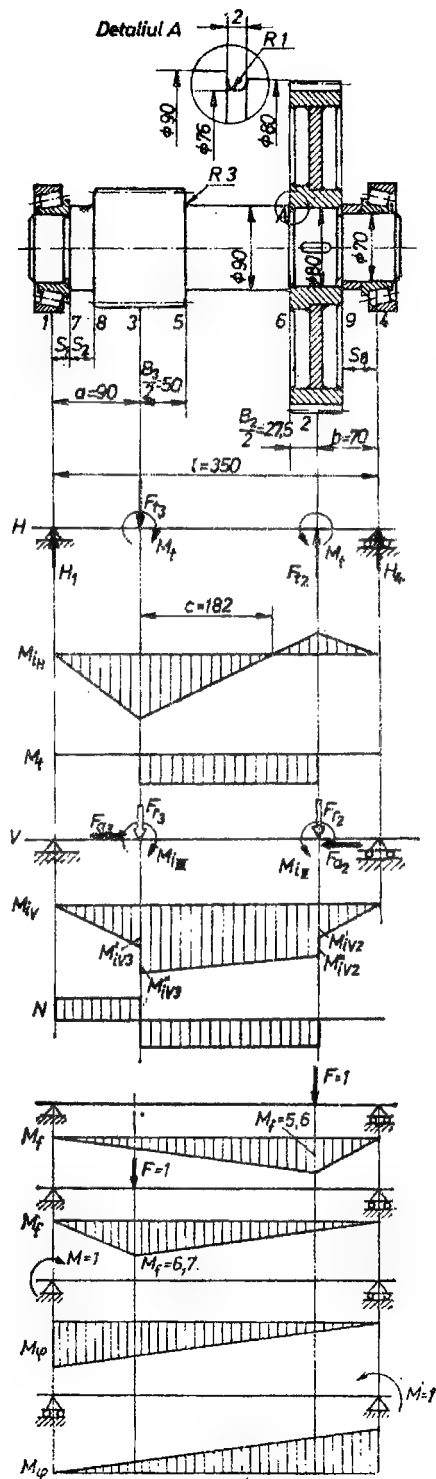


Fig. 129

$$M'_{iv3} = V_1 a = 1\,224 \cdot 9 = 11\,016 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M''_{iv3} = M'_{iv3} + M_{t\text{III}} = 11\,016 + 4685 = 15\,701 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{t3} = \sqrt{M_{i\text{III}}^2 + M_{iv3}^2} = \sqrt{24\,813^2 + 15\,701^2} = 29\,363 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_t = 21\,774 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$N_{2-3} = F_{a2} = 267 \text{ daN}; \quad N_{3-1} = F_{a3} - F_{a2} = 884 - 267 = 617 \text{ daN}.$$

### 1. Verificarea arborelui la solicitarea compusă

Secțiunea periculoasă fiind secțiunea 3, eforturile unitare au valorile:

$$\sigma_{i3} = \frac{32 M_{i3}}{\pi d_{i3}^3} = \frac{32 \cdot 29\,363}{3,14 \cdot 9,6^3} = 338 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_t = \frac{4 N_{3-1}}{\pi d_{i3}^2} = \frac{4 \cdot 617}{3,14 \cdot 9,6^2} = 8,5 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\tau_{i3} = \frac{16 M_t}{\pi d_{i3}^3} = \frac{16 \cdot 21\,774}{3,14 \cdot 9,6^3} = 125 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2} = \sqrt{346^2 + 4(0,59 \cdot 125)^2} = 377 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} < \sigma_{at\text{III}} = 650 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2},$$

$$\text{unde: } \alpha = \frac{\sigma_{at\text{III}}}{\sigma_{at\text{II}}} = \frac{650}{1100} = 0,59 \text{ (v. tabelele AII-13 și AII-14)}$$

### 2. Verificarea arborelui la solicitări variabile

Arborele se verifică, la oboseală, în secțiunile 2, 5 și 6, situate în apropierea zonelor în care eforturile unitare sînt maxime și în care apare și o concentrare de eforturi.

a. În secțiunea 2 concentratorul de eforturi unitare este canalul de pană

$$\sigma_{i2} = \frac{32 M_{i2}}{\pi d_2^3} = \frac{9\,902 \cdot 32}{3,14 \cdot 8^3} = 197 \text{ daN/cm}^2.$$

Coeeficientul de siguranță la oboseală pentru eforturile unitare normale (v. tabelul AI-6),

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_k}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1,91}{0,74 \cdot 0,90} \cdot \frac{197}{3\,000}} = 5,31,$$

unde:  $\beta_k = 1,91$  (tabelul AI-12);  $\epsilon = 0,74$  (tabelul AI-14);  $\gamma = 0,90$  (tabelul AI-15);  $\sigma_{-1} = 3\,000 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_k = \sigma_{i2} = 197 \text{ daN/cm}^2$ .

Coeficientul de siguranță la oboseală pentru eforturile unitare tangențiale (v. tabelul AI-6)

$$c_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau}\gamma_{\tau}} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,72}{0,66 \cdot 0,94} \cdot \frac{108}{1900} + \frac{108}{1200}} = 4,04,$$

unde:  $\beta_{k\tau} = 1,72$  (tabelul AI-12);  $\varepsilon_{\tau} = 0,66$  (tabelul AI-14);  $\gamma_{\tau} = 0,6\gamma_{\sigma} + 0,4 = 0,94$ ;  $\tau_{-1} = 1900$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_{02} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_m = \tau_a = \tau_t/2 = 108$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d_2^3} = \frac{16 \cdot 21774}{3,14 \cdot 8^3} = 216$  daN/cm<sup>2</sup>.

Se calculează coeficientul global de siguranță

$$c = \frac{c_{\sigma} \cdot c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}} = \frac{5,31 \cdot 4,04}{\sqrt{5,31^2 + 4,04^2}} = 3,22.$$

b. În secțiunea 5 concentratorul de eforturi este saltul de diametre — de la  $d = 90$  mm la  $D_{12} = 96$  mm — trecerea realizându-se printr-o rază  $r = 3$  mm.

Momentul de încovoiere în această secțiune

$$M_{iH5} = H_1 \left( a + \frac{B_3}{2} \right) - F_{13} \frac{B_3}{2} = 2757 \left( 9 + \frac{10}{2} \right) - 4108 \frac{10}{2} = 18058 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{iV5} = V_1 \left( a + \frac{B_3}{2} \right) - F_{r3} \frac{B_3}{2} + M_{iIII} = 1224 \left( 9 + \frac{10}{2} \right) - 1530 \frac{10}{2} + 4685 = 14171 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{i5} = \sqrt{M_{iH5}^2 + M_{iV5}^2} = \sqrt{18058^2 + 14171^2} = 22955 \text{ daN} \cdot \text{cm}$$

Coeficientul de siguranță  $c_{\sigma}$  se calculează conform relațiilor din tabelul AI-6

$$c_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon_{\gamma}} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{1,71}{0,72 \cdot 0,9} \cdot \frac{320}{3000}} = 3,55,$$

în care:  $\beta_k = 1,71$ , pentru  $r/d = 3/90 = 0,033$  și  $D/d = 96/90 = 1,07$  (tabelul AI-11);  $\varepsilon = 0,72$ ;  $\gamma = 0,9$ ;  $\sigma_a = \sigma_{i5} = 320$  daN/cm<sup>2</sup> ( $\sigma_{i5} = \frac{32M_{i5}}{\pi d_5^3} = \frac{32 \cdot 22955}{3,14 \cdot 9^3} = 320$  daN/cm<sup>2</sup>).

Coeficientul de siguranță  $c_\tau$

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon\gamma_\tau} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,44}{0,68 \cdot 0,94} \cdot \frac{76}{1900} + \frac{76}{1200}} = 6,52,$$

unde:  $\beta_{k\tau} = 1,44$ ;  $\varepsilon = 0,68$ ;  $\gamma_\tau = 0,6$   $\gamma_\sigma + 0,4 = 0,94$ ;  $\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_t}{2} = 152/2 = 76 \text{ daN/cm}^2$ ;

$$\tau_t = \frac{16M_t}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 21\,774}{3,14 \cdot 9^3} = 152 \text{ daN/cm}^2;$$

Se obține coeficientul de siguranță global

$$c = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = \frac{3,55 \cdot 6,52}{\sqrt{3,55^2 + 6,52^2}} = 3,12.$$

c. În secțiunea 6, ca urmare a faptului că fixarea axială a roții 2 este realizată cu ajutorul unei degajări, apare un concentrator de eforturi unitare.

Momentele de încovoiere au valorile:

$$M_{tH6} = H_4 \left( b + \frac{B_2}{2} \right) + F_{t2} \frac{B_2}{2} = -120 \left( 7 + \frac{5,5}{2} \right) + 1471 \frac{5,5}{2} = 2\,875 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{tV6} = V_4 \left( b + \frac{B_2}{2} \right) - F_{r2} \frac{B_2}{2} + M_{tH} = 850 \left( 7 + \frac{5,5}{2} \right) - 544 \frac{5,5}{2} + 3952 = 10743,5 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$M_{t6} = \sqrt{M_{tH6}^2 + M_{tV6}^2} = \sqrt{2875^2 + 10743,5^2} = 11121,5 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

Coeficientul de siguranță  $c_\sigma$

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}} = \frac{1}{\frac{2,5}{0,74 \cdot 0,9} \cdot \frac{258}{3000}} = 3,1,$$

unde:  $\beta_k = 2,5$  (v. tabelul AI-10);  $\varepsilon = 0,74$ ;  $\gamma = 0,9$ ;  $\sigma_{-1} = 3\,000 \text{ daN/cm}^2$ ;

$$\sigma_a = \sigma_{t6} = 258 \text{ daN/cm}^2; \quad \sigma_{t6} = \frac{32M_{t6}}{\pi d_6^3} = \frac{32 \cdot 11121,5}{3,14 \cdot 7,6^3} = 258 \text{ daN/cm}^2.$$

Coeficientul de siguranță  $c_\tau$

$$c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon\gamma_\tau} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_{02}}} = \frac{1}{\frac{1,9}{0,66 \cdot 0,94} \cdot \frac{126}{1900} + \frac{126}{1200}} = 3,246,$$

unde:  $\beta_{k\tau} = 1,9$  pentru  $t/r = 2, r/d = 0,0132$  (v. tabelul AI-10);  $\varepsilon = 0,66$ ;  $\gamma_\tau = 0,94$ ;

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \tau_t = \frac{1}{2} \cdot \frac{16 M_t}{\pi d_s^3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{16 \cdot 21\,774}{3,14 \cdot 7,6^3} = 126 \text{ daN/cm}^2.$$

Se calculează coeficientul global

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} = \frac{3,1 \cdot 3,246}{\sqrt{3,1^2 + 3,246^2}} = 2,24.$$

### 3. Verificarea arborelui la rigiditate:

Se vor verifica deformările sub cele două roți și deformările unghiulare din reazeme pe baza metodei grafo-analitice, săgețile, respectiv unghiurile de deformare în cele două plane fiind date de relațiile

$$\delta = \sum_{S_k=1}^n \int_0^{S_k} \frac{M_t M_f}{EI} dx_k, \quad \varphi = \sum_{S_k=1}^n \int_0^{S_k} \frac{M_t M_\varphi}{EI} dx_k,$$

în care:  $M_t$  reprezintă momentul de încovoiere,  $M_f$ ,  $M_\varphi$ , momentul de încovoiere creat de o forță unitară, respectiv un moment unitar plasate în secțiunea în care se calculează deformarea  $s_k$  — porțiune a arborelui pe care variația mărimilor  $M_t$ ,  $M_f$  ( $M_\varphi$ ) și  $I$  este continuă. Pentru legi de variație liniare, ale mărimilor  $M_t$  și  $M_f$  ( $M_\varphi$ ) integralele care intervin în calculul deformărilor au expresiile

$$\int_0^{S_k} \frac{M_t M_f}{EI} dx_k = \frac{S_k}{0,294 Ed^4} (2 M_{t1} M_{f1} + M_{t1} M_{f2} + M_{t2} M_{f1} + 2 M_{t2} M_{f2}).$$

Calculul deformărilor se va efectua în continuare tabelar (tabelul 29, pentru deformările liniare  $\delta_2$  și  $\delta_3$  și tabelul 30 pentru deformările unghiulare  $\varphi_1$  și  $\varphi_4$ ).

Rezultă:




$$\delta_2 = \sqrt{\delta_{2H}^2 + \delta_{2V}^2} = \sqrt{(13,17 \cdot 10^{-4})^2 + (16,68 \cdot 10^{-4})^2} = 21,25 \cdot 10^{-4} \text{ mm};$$

$$\delta_3 = \sqrt{\delta_{3H}^2 + \delta_{3V}^2} = \sqrt{(20,8 \cdot 10^{-4})^2 + (18,81 \cdot 10^{-4})^2} = 28 \cdot 10^{-4} \text{ mm}.$$

Se observă că deformarea maximă,

$$\delta_3 < \delta_a,$$

unde:  $\delta_a = (0,01 \dots 0,03) m = (0,01 \dots 0,03) 2 = 0,02 \dots 0,06 \text{ mm}$  (v. tabelul 28).

Diametrul și lungimea intervalului	Deformația	Legea de variație a momentelor $M_i, M_f$			$\int \frac{M_i M_f}{EI} dx_k$	
		în plan orizontal	în plan vertical		în plan orizontal	în plan vertical
1	2	3	4	5	6	
1 - 7 $d_1 = 70 \text{ mm}, s_1 = 15 \text{ mm}$	$\delta_2$	<div><div><math>M_{f1}</math></div><div><math>M_{f2}</math></div></div> <div><math>M_{f1} = 0, M_{f2} = M_f = M_f \frac{s_1}{l-b} =</math> <math>= 5,6 \frac{15}{350 - 70} = 0,3</math></div> <div><div><math>M_{i1}</math></div><div><math>M_{i2}</math></div></div> <div><math>M_{i1} = 0</math></div> <div><math>M_{i2} = M_{i1} = M_{i1} \frac{s_1}{a} =</math> <math>= 24 \frac{15}{813} \frac{90}{90} =</math> <math>= 4135,5 \text{ daN cm}</math></div> <div><math>M_{i1} = 0</math></div> <div><math>M_{i2} = M_{i1} = M_{i1} \frac{s_1}{a} =</math> <math>= 11 \frac{15}{016} \frac{90}{90} \approx</math> <math>\approx 1836 \text{ daN cm}</math></div> <div><div><math>M_{f1}</math></div><div><math>M_{f2}</math></div></div> <div><math>M_{f1} = 0, M_{f2} = M_f = M_f \frac{s_1}{a} =</math> <math>= 6,7 \cdot \frac{15}{90} \approx 1,1 \text{ daN cm}</math></div>			$\frac{1,5 \cdot 4135,5 \cdot 0,3}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} = 0,025 \cdot 10^{-4}$	$\frac{1,5 \cdot 1836 \cdot 0,3}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0,011 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$
		$\frac{s_1 M_{i1} M_{f1}}{0,147 \cdot E \cdot d_1^4}$			$\frac{1,5 \cdot 1836 \cdot 1,1}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0,04 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	










$\delta_2$	$M_{f1} = M_{f2} = 0,3 \text{ daN cm,}$ $M_{f2} = M_{f6} = M_f \frac{s_1 + s_2}{l - b} =$ $= 5,6 \frac{15 + 25}{350 - 70} = 0,8 \text{ daN cm}$ $M_{t1} = M_{t2} = M_{t7} = 1836 \text{ daN cm}$ $M_{t2} = M_{t6} = M_{t7} = M_{t8} = M_{t9} = M_{t7} + M_{t8} M_{f8} + 2 M_{t8} M_{f8}$	$\frac{2,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^1} (2 \cdot 4135,5 \cdot 0,3 +$ $+ 4135,5 \cdot 0,8 + 11028 \cdot 0,3 +$ $+ 2 \cdot 11028 \cdot 0,8) =$ $= 0,0165 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$ $\frac{s_2}{0,294 E d_2^3} (2 M_{t7} M_{f7} + M_{t8} M_{f8} + M_{t9} M_{f9} + 2 M_{t8} M_{f8})$	$\frac{2,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^1} (2 \cdot 1836 \cdot 0,3 +$ $+ 1836 \cdot 0,8 + 4896 \cdot 0,3 +$ $+ 2 \cdot 4896 \cdot 0,8) =$ $= 0,073 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$
$\delta_3$	$M_{f1} = M_{f2} = 1,1 \text{ daN cm,}$ $M_{f2} = M_{f8} = M_f \frac{s_1 + s_2}{a} =$ $= 6,7 \frac{15 + 25}{90} \cong 3 \text{ daN cm}$	$\frac{2,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^1} (2 \cdot 4135,5 \cdot 1,1 +$ $+ 4135,5 \cdot 3 + 11028 \cdot 1,1 +$ $+ 2 \cdot 11028 \cdot 3) =$ $= 0,62 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{2,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^1} (2 \cdot 1836 \cdot 1,1 +$ $+ 1836 \cdot 3 + 4896 \cdot 1,1 +$ $+ 2 \cdot 4896 \cdot 3) =$ $= 0,27 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$

$d_2 = 90 \text{ mm, } s_2 = 25 \text{ mm}$

7 - 8

Tabelul 22 (continuare)

1	2	3	4	5	6
8 - 3 $p_3 = 96 \text{ mm}$ , $s_3 = 50 \text{ mm}$	$\delta_2$	$M_{f1}$  $M_{f2}$ $M_{f1} = M_{f2} = 0,8 \text{ daN cm}$ , $M_{f2} = M_{f3} = M_{f4} = \dots = M_{f10}$ $= 5,6 \frac{90}{350 \cdot 70} = 1,8 \text{ daN cm}$	$M_{t1}$  $M_{t2}$ $M_{t1} = M_{t2} = 11028 \text{ daN cm}$ , $M_{t2} = M_{t3} = M_{t4} = \dots = M_{t10}$ $= 24813 \text{ daN cm}$	$\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 11028 \cdot 0,8 +$ $+ 11028 \cdot 1,8 + 24813 \cdot 0,8 +$ $+ 2 \cdot 24813 \cdot 1,8) =$ $= 1,4 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 4896 \cdot 0,8 +$ $+ 4896 \cdot 1,8 + 11016 \cdot 0,8 +$ $+ 2 \cdot 11016 \cdot 1,8) =$ $= 0,62 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$
	$\delta_3$	$M_{f1}$  $M_{f2}$ $M_{f1} = M_{f2} \approx 3 \text{ daN cm}$ , $M_{f2} = M_{f3} = 6,7 \text{ daN cm}$	$M_{t1}$  $M_{t2}$ $M_{t1} = M_{t2} = M_{t3} = 4896 \text{ daN cm}$ , $M_{t2} = M_{t3} = M_{t4} = \dots = M_{t10}$ $= 11016 \text{ daN cm}$	$\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 11028 \cdot 3 +$ $+ 11028 \cdot 6,7 + 24813 \cdot 3 +$ $+ 2 \cdot 24813 \cdot 6,7) =$ $= 5,2 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 4896 \cdot 3 +$ $+ 4896 \cdot 6,7 + 11016 \cdot 3 +$ $+ 2 \cdot 11016 \cdot 6,7) =$ $= 2,3 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$



<div>3 - 1 - 2</div> <div><math>d_s = 96 \text{ mm}</math></div> <div><math>s_4 = 50 \text{ mm}</math></div>		<div> <div> <div><math>M_{f1}</math></div> <div></div> <div><math>M_{f2}</math></div> </div> <div> <math>M_{f1} = M_{f2} = 1,8 \text{ daN cm},</math>  <math>M_{f2} = M_{f3} = M_f \cdot \frac{B_2}{a + \frac{B_2}{2}} = \frac{B_2}{l - b}</math>  <math>= 5,6 \cdot \frac{90 + 50}{350 - 70} = 2,8 \text{ daN cm}</math> </div> <div> <div> <div><math>M_{t1}</math></div> <div></div> <div><math>M_{t2}</math></div> </div> <div> <math>M_{t1} = M_{t2} = 24813 \text{ daN cm}</math>  <math>M_{t2} = M_{t3} = M_{t3} \cdot \frac{c - s_4}{c} = \frac{182 - 50}{182} = 24813</math>  <math>= 17996 \text{ daN cm}</math> </div> <div> <div> <div><math>M_{t1}</math></div> <div></div> <div><math>M_{t2}</math></div> </div> <div> <math>M_{t1} = M_{t2} = M_{t3} = M_{t3}' = M_{t3}'' = 15701 \text{ daN cm}</math>  <math>M_{t2} = M_{t3} = M_{t3}' = M_{t3}'' = \frac{s_4}{l - a - b} = \frac{50}{350 - 90 - 70} = 15228 \text{ daN cm}</math> </div> </div> </div></div>	<div> <div> <div><math>\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4}</math></div> <div><math>(2 \cdot 24813 \cdot 1,8 +</math></div> <div><math>+ 24813 \cdot 2,8 + 17996 \cdot 1,8 +</math></div> <div><math>+ 2 \cdot 17996 \cdot 2,8) =</math></div> <div><math>= 2,78 \cdot 10^{-4} \text{ cm}</math></div> </div> <div> <div><math>\frac{s_4}{0,294 E d_s^4}</math></div> <div><math>(2 M_{t3} M_{f3} + M_{t3} M_{f5} + M_{t5} M_{f3} + 2 M_{t5} M_{f5})</math></div> <div><math>=</math></div> </div> </div>	<div> <div><math>\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4}</math></div> <div><math>(2 \cdot 15701 \cdot 1,8 +</math></div> <div><math>+ 15701 \cdot 2,8 + 15228 \cdot 1,8 +</math></div> <div><math>+ 2 \cdot 15228 \cdot 2,8) =</math></div> <div><math>= 2,03 \cdot 10^{-4} \text{ cm}</math></div> </div> <div> <div><math>\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4}</math></div> <div><math>(2 \cdot 15701 \cdot 6,7 +</math></div> <div><math>+ 15701 \cdot 5,4 + 15228 \cdot 6,7 +</math></div> <div><math>+ 2 \cdot 15228 \cdot 5,4) =</math></div> <div><math>= 5,35 \cdot 10^{-4} \text{ cm}</math></div> </div>
		<div> <div> <div><math>M_{f1}</math></div> <div></div> <div><math>M_{f2}</math></div> </div> <div> <math>M_{f1} = M_{f2} = 6,7 \text{ daN cm},</math>  <math>M_{f2} = M_{f3} = M_f \cdot \frac{l - a - s_4}{l - a} = 6,7 \cdot \frac{350 - 90 - 50}{350 - 90} = 5,4 \text{ daN cm}</math> </div> </div>	<div> <div><math>\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4}</math></div> <div><math>(2 \cdot 24813 \cdot 6,7 +</math></div> <div><math>+ 24813 \cdot 5,4 + 17996 \cdot 6,7 +</math></div> <div><math>+ 2 \cdot 17996 \cdot 5,4) =</math></div> <div><math>= 7,45 \cdot 10^{-4} \text{ cm}</math></div> </div>	<div> <div><math>\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4}</math></div> <div><math>(2 \cdot 15701 \cdot 6,7 +</math></div> <div><math>+ 15701 \cdot 5,4 + 15228 \cdot 6,7 +</math></div> <div><math>+ 2 \cdot 15228 \cdot 5,4) =</math></div> <div><math>= 5,35 \cdot 10^{-4} \text{ cm}</math></div> </div>

1	2	3	4	5	6
		$M_{f1} = M_{f5} = 2,8 \text{ daN cm};$ $M_{f2} = M_{f6} = M_f = \frac{B_2}{l - b} = \frac{350 - 70 - 27,5}{350 - 70} = 5 \text{ daN cm}$	$M_{f1} = M_{f5} = 2,8 \text{ daN cm};$ $M_{f2} = M_{f6} = M_f = \frac{B_2}{l - b} = \frac{350 - 70 - 27,5}{350 - 70} = 5 \text{ daN cm}$	$\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 9^4} (2 \cdot 17996 \cdot 2,8 + 17996 \cdot 5 + 2658,5 \cdot 2,8 + 2 \cdot 2658,5 \cdot 5) = 8,3 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 15228 \cdot 2,8 + 15228 \cdot 5 + 10741 \cdot 2,8 + 2 \cdot 10741 \cdot 5) = 8,73 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$
	$\delta_2$	$M_{i1} = M_{i5} = 17996 \text{ daN cm}$ $M_{i2} = M_{i6} =$ $= M_{i3} = \frac{c - s_1 - s_5}{c} = \frac{182 - 50 - 112,5}{182} = 2658,5 \text{ daN cm}$	$M_{i1} = M_{i5} = 15228 \text{ daN cm}$ $M_{i2} = M_{i6} = M_{i3} - (M_{i3}'' - M_{i3}'') \frac{s_4 + s_5}{l - a - b} = 15701 - (15701 - 9902) \cdot \frac{50 + 112,5}{350 - 90 - 70} = 10741 \text{ daN cm}$	$s_5 = \frac{0,294 \cdot E d_s^4}{(2 M_{i5} M_{f5} + M_{i5} M_{f6} + M_{i6} M_{f5} + 2 M_{i6} M_{f6})}$	
	$\delta_3$	$M_{f1} = M_{f5} = 5,4 \text{ daN cm};$ $M_{f2} = M_{f6} = M_f = \frac{B_2}{l - a} = \frac{70 + 27,5}{350 - 90} = 2,5 \text{ daN cm}$	$M_{f1} = M_{f5} = 5,4 \text{ daN cm};$ $M_{f2} = M_{f6} = M_f = \frac{B_2}{l - a} = \frac{70 + 27,5}{350 - 90} = 2,5 \text{ daN cm}$	$\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 17996 \cdot 5,4 + 17996 \cdot 2,5 + 2658,5 \cdot 5,4 + 2 \cdot 2658,5 \cdot 2,5) = 7,41 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 15228 \cdot 5,4 + 15228 \cdot 2,5 + 10741 \cdot 5,4 + 2 \cdot 10741 \cdot 2,5) = 8,73 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$

$d_8 = 80 \text{ mm}, s_8 = 27,5 \text{ mm}$




6 - 2

	<div data-bbox="207 996 249 1239" data-label="Diagram"> </div> <p data-bbox="306 829 336 1402"><math>M_{f1} = M_{f6} = 5 \text{ daN cm}, \quad M_{f2} = M_f = 5,6 \text{ daN cm}</math></p> <div data-bbox="396 847 448 1388" data-label="Diagram"> </div>	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 2658,5 \cdot 5 -$ $- 840 \cdot 5 + 2658,5 \cdot 5,6 -$ $- 2 \cdot 840 \cdot 5,6) =$ $= 0,3 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 10741 \cdot 5 +$ $+ 10741 \cdot 5,6 + 9902 \cdot 5 +$ $+ 2 \cdot 9902 \cdot 5,6) =$ $= 3,57 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$
<p data-bbox="551 829 580 1402"><math>M_{f1} = M_{f6} = 2658,5 \text{ daN cm}, \quad M_{f2} = M_{f6} = 10741 \text{ daN cm}</math></p> <p data-bbox="606 829 636 1402"><math>M_{f2} = M_{fH2} = 840 \text{ daN cm}, \quad M_{f3} = M_{fV2} = 9902 \text{ daN cm}</math></p>	<div data-bbox="731 996 774 1239" data-label="Diagram"> </div> <p data-bbox="825 973 855 1263"><math>M_{f1} = M_{f6} = 2,5 \text{ daN cm},</math></p> <p data-bbox="899 1038 954 1263"><math>M_{f2} = M_f \frac{b}{l - a} =</math></p> <p data-bbox="993 921 1053 1263"><math>= 6,7 \frac{70}{350 - 90} = 1,8 \text{ daN cm}</math></p>	$\frac{s_6}{0,294 \text{ Ed}^4} (2 M_{f6} M_{f6} + M_{f6} M_{f2} + M_{f2} M_{f6} + 2 M_{f2} M_{f2})$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 10741 \cdot 2,5 +$ $+ 10741 \cdot 1,8 + 9902 \cdot 2,5 +$ $+ 2 \cdot 9902 \cdot 1,8) =$ $= 1,45 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$



1	2	3	4	5	6
2 - 9 $d_7 = 80 \text{ mm}, s_7 = 27,5 \text{ mm}$	$\delta_2$	$M_{f1}$  $M_{f2}$ $M_{f1} = 5,6 \text{ daN}\cdot\text{cm}, M_{f2} = M_f = M_f \cdot \frac{b - \frac{R_2}{2}}{b} =$ $= 5,6 \cdot \frac{70 - 27,5}{70} = 3,4 \text{ daN}\cdot\text{cm}$		$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (-2 \cdot 840 \cdot 5,6 -$ $- 840 \cdot 3,4 - 510 \cdot 5,6 -$ $- 2 \cdot 510 \cdot 3,4) =$ $= - 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 5940 \cdot 5,6 +$ $+ 5940 \cdot 3,4 + 3612,5 \cdot 5,6 +$ $+ 2 \cdot 3612,5 \cdot 3,4) =$ $= 1,42 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$
	$\delta_2$	$M_{t1}$  $M_{t2}$ $M_{t1} = M_{tH2} = - 840 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ $M_{t2} = M_{tV2} = M_{tV2} \cdot \frac{b - s_7}{b} =$ $= - 840 \cdot \frac{70 - 27,5}{70} = - 5950 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ $M_{f1} = 510 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ $M_{f2} = M_{f9} = M_f \cdot \frac{b - s_7}{l - a} =$ $= 510 \cdot \frac{70 - 27,5}{350 - 90} = 1,1 \text{ daN}\cdot\text{cm}$	$M_{t1} = M_{tV2} = 5950 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ $M_{t2} = M_{tV2} = M_{tV2} \cdot \frac{b - s_7}{b} =$ $= 5950 \cdot \frac{70 - 27,5}{70} =$ $= 3612,5 \text{ daN}\cdot\text{cm}$	$\frac{5,7}{0,294 \cdot Ed^3} (2M_{t1}M_{f1} + M_{t1}M_{f9} + M_{t9}M_{f1} + 2M_{t9}M_{f9}) =$ $\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (-2 \cdot 840 \cdot 1,8 -$ $- 840 \cdot 1,1 - 510 \cdot 1,8 -$ $- 2 \cdot 510 \cdot 1,1) =$ $= - 0,065 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 5940 \cdot 1,8 +$ $+ 5940 \cdot 1,1 + 3612,5 \cdot 1,8 +$ $+ 2 \cdot 3612,5 \cdot 1,1) =$ $= 0,46 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$



Tabelul 30

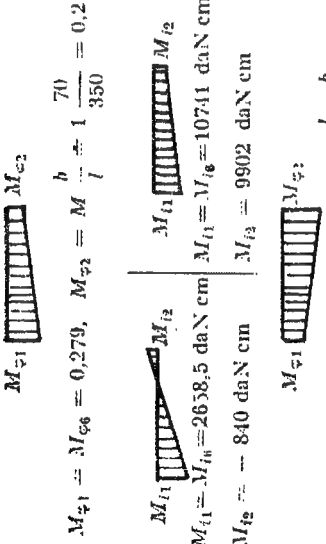
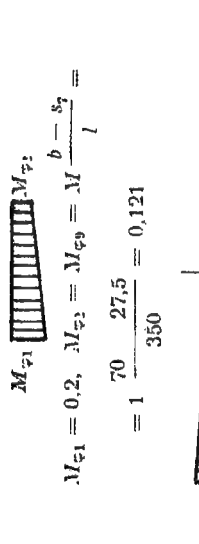
Diametrul și lungimea intervalului	Deformația	Legea de variație a momentelor $M_1$ și $M_2$		$\int_{s_0} \frac{M_i M_{\varphi}}{EI} dx_k$	
		În plan orizontal	În plan vertical	În plan orizontal	În plan vertical
1-7 $d_1 = 70 \text{ mm}, s_1 = 15 \text{ mm}$	1	3	4	5	6
	2	$M_{\varphi 1} = M_{\varphi 2}$  $M_{\varphi 1} = M = 1,$ $M_{\varphi 2} = M_{\varphi 1} = M \frac{l - s_1}{l} =$ $= 1 \frac{350 - 15}{350} = 0,957$	$\frac{s_1 M_{i7}}{0,294 E d_1^4} (M_{\varphi 1} + 2 M_{\varphi 2})$ $= \frac{1,5 \cdot 4135,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} (1 + 2 \cdot 0,957) =$ $= \frac{1,5 \cdot 1836}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} (1 + 2 \cdot 0,957) =$ $= 5,4 \cdot 10^{-6}$		
6	3	$M_{i1} = 0$ $M_{i2} = M_{i7} = 4135,5 \text{ daN cm}$ 	$M_{i1} = 0$ $M_{i2} = 1836 \text{ daN cm}$ 	$\frac{s_1 M_{i7} M_{\varphi 2}}{0,147 \cdot E \cdot d_1^4}$ $= \frac{1,5 \cdot 4135,5 \cdot 0,043}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0,36 \cdot 10^{-6}$	$\frac{1,5 \cdot 1836 \cdot 0,043}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 0,16 \cdot 10^{-6}$








$d_2 = 90 \text{ mm}, s_2 = 25 \text{ mm}$ $1 - 8$	$\varphi_1$ $M_{\varphi_1} = M_{\varphi_7} = 0,957, M_{\varphi_2} = M_{\varphi_8} = M \frac{l - s_1 - s_2}{l} = 1 \frac{350 - 15 - 25}{350} = 0,886$  $M_{i1} = M_{i7} = 4135,5 \text{ daN cm} \quad M_{i2} = M_{i7} = 1836 \text{ daN cm}$ $M_{i2} = M_{i8} = 11028 \text{ daN cm} \quad M_{i2} = M_{i8} = 4896 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi_1} = M_{\varphi_7} = 0,957, M_{\varphi_2} = M_{\varphi_8} = M \frac{s_1 + s_2}{l} = 1 \frac{15 + 25}{350} = 0,114$	$\frac{2,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 4135,5 \times 0,957 + 4135,5 \cdot 0,886 + 11028 \cdot 0,957 + 2 \cdot 11028 \times 0,886) = 25,72 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_2}{0,294 E d_2^4} (2 M_{i7} M_{\varphi_7} + M_{i7} M_{\varphi_8} + M_{i8} M_{\varphi_7} + 2 M_{i8} M_{\varphi_8})$ $\frac{2,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 4135,5 \times 0,957 + 4135,5 \cdot 0,114 + 11028 \cdot 0,957 + 2 \cdot 11028 \times 0,114) = 2,36 \cdot 10^{-6}$ $\frac{2,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 1836 \cdot 0,043 + 1836 \cdot 0,114 + 4896 \cdot 0,043 + 2 \cdot 4896 \cdot 0,114) = 1,05 \cdot 10^{-6}$
$d_3 = 96 \text{ mm}, s_2 = 30 \text{ mm}$ $8 - 3$	$\varphi_1$ $M_{\varphi_1} = M_{\varphi_8} = 0,886, M_{\varphi_2} = M_{\varphi_3} = M \frac{l - a}{l} = 1 \frac{350 - 90}{350} = 0,743$  $M_{i1} = M_{i8} = 11028 \text{ daN cm} \quad M_{i1} = M_{i8} = 4896 \text{ daN cm}$ $M_{i2} = M_{i3} = 24813 \text{ daN cm} \quad M_{i2} = M_{i3} = 11016 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi_1} = M_{\varphi_8} = 0,114, M_{\varphi_2} = M_{\varphi_3} = M \frac{a}{l} = 1 \frac{90}{350} = 0,257$	$\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 11028 \times 0,886 + 11028 \cdot 0,743 + 24813 \cdot 0,886 + 2 \cdot 24813 \times 0,743) = 82,6 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_3}{0,294 E d_3^4} (2 M_{i8} M_{\varphi_8} + M_{i8} M_{\varphi_3} + M_{i3} M_{\varphi_8} + 2 M_{i3} M_{\varphi_3})$ $\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 11028 \times 0,114 + 11028 \cdot 0,257 + 24813 \cdot 0,114 + 2 \cdot 24813 \times 0,257) = 20,0 \cdot 10^{-6}$ $\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 4896 \times 0,114 + 4896 \cdot 0,257 + 11016 \cdot 0,114 + 2 \cdot 11016 \times 0,257) = 8,86 \cdot 10^{-6}$

Tabelul 30 (continuare)

1	2	3	4	5	6
3 - 1 $d_1 = 96 \text{ mm}, s_1 = 50 \text{ mm}$	$\varphi_1$	$M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0,743, M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M_{\varphi 6} = 0,743$ $= 1 \cdot \frac{350 - 90 - 50}{350} = 0,6$ $M_{t1} = M_{t3} = 24813 \text{ daN cm}$ $M_{t2} = M_{t5} = 17996 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0,257, M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M_{\varphi 6} = 0,257$ $= 1 \cdot \frac{90 + 50}{350} = 0,4$	$l - a - \frac{B_3}{2} = l$ $M_{t1} = M_{t3} = 24813 \text{ daN cm}$ $M_{t2} = M_{t5} = 17996 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0,257, M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M_{\varphi 6} = 0,257$ $= 1 \cdot \frac{90 + 50}{350} = 0,4$	$\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 24813 \times 0,743 + 24813 \cdot 0,6 + 17996 \times 0,743 + 2 \cdot 17996 \cdot 0,6) = 82,7 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_1}{0,294 Ed_1^4} (2M_{t3}M_{\varphi 5} + M_{t3}M_{\varphi 5} + M_{t3}M_{\varphi 6})$ $\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 24813 \times 0,257 + 24813 \cdot 0,4 + 17996 \times 0,257 + 2 \cdot 17996 \cdot 0,4) = 39,76 \cdot 10^{-6}$	$\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 15701 \times 0,743 + 15701 \cdot 0,6 + 15228 \times 0,743 + 2 \cdot 15228 \cdot 0,6) = 59,44 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_2}{0,294 Ed_2^4} (2M_{t5}M_{\varphi 6} + M_{t5}M_{\varphi 6} + M_{t5}M_{\varphi 6})$ $\frac{5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9,6^4} (2 \cdot 15701 \times 0,257 + 15701 \cdot 0,4 + 15228 \times 0,257 + 2 \cdot 15228 \cdot 0,4) = 29,0 \cdot 10^{-6}$
3 - 6 $d_3 = 90 \text{ mm}, s_3 = 112,5 \text{ mm}$	$\varphi_1$	$M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0,6, M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M_{\varphi 6} = 0,6$ $= 1 \cdot \frac{70 + 27,5}{350} = 0,279$ $M_{t1} = M_{t3} = 17996 \text{ daN cm}$ $M_{t2} = M_{t5} = 2658,5 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0,4, M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M_{\varphi 6} = 0,4$ $= 1 \cdot \frac{350 - 70 - 27,5}{350} = 0,721$	$b + \frac{B_2}{2} = l$ $M_{t1} = M_{t3} = 17996 \text{ daN cm}$ $M_{t2} = M_{t5} = 2658,5 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi 1} = M_{\varphi 3} = 0,4, M_{\varphi 2} = M_{\varphi 5} = M_{\varphi 6} = 0,4$ $= 1 \cdot \frac{350 - 70 - 27,5}{350} = 0,721$	$\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 17996 \cdot 0,6 + 17996 \cdot 0,279 + 2658,5 \times 0,6 + 2 \cdot 2658,5 \cdot 0,279) = 68,52 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_3}{0,294 Ed_3^4} (2M_{t5}M_{\varphi 6} + M_{t5}M_{\varphi 6} + M_{t5}M_{\varphi 6})$ $\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 17996 \cdot 0,4 + 17996 \cdot 0,721 + 2658,5 \times 0,4 + 2 \cdot 2658,5 \cdot 0,721) = 89,6 \cdot 10^{-6}$	$\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 15228 \cdot 0,6 + 15228 \cdot 0,279 + 10741 \times 0,6 + 2 \cdot 10741 \cdot 0,279) = 97,1 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_3}{0,294 Ed_3^4} (2M_{t5}M_{\varphi 6} + M_{t5}M_{\varphi 6} + M_{t5}M_{\varphi 6})$ $\frac{11,25}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 9^4} (2 \cdot 15228 \cdot 0,4 + 15228 \cdot 0,721 + 10741 \times 0,4 + 2 \cdot 10741 \cdot 0,721) = 119,27 \cdot 10^{-6}$

6 - 2 $d_8 = 80 \text{ mm}, s_8 = 27,5 \text{ mm}$	$\varphi_1$  $M_{\varphi_1} = M_{\varphi_6} = 0,279, \quad M_{\varphi_2} = M \frac{b}{l} \pm 1 \frac{70}{350} = 0,2$ $M_{i1} = M_{i6} = 2658,5 \text{ daN cm} \quad M_{i1} = M_{i6} = 10741 \text{ daN cm}$ $M_{i2} = -840 \text{ daN cm} \quad M_{i3} = 9902 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi_1} = M_{\varphi_6} = 0,721, \quad M_{\varphi_2} = M \frac{l-b}{l} =$ $= 1 \frac{350 - 70}{350} = 0,8$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 2658,5 \times$ $\times 0,279 + 2658,5 \cdot 0,2 - 840 \times$ $\times 0,279 - 2 \cdot 840 \cdot 0,2) =$ $= 1,57 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_8}{0,294 E d_8^4} (2 M_{i1} M_{\varphi_6} + M_{i2} M_{\varphi_8} + 2 M_{i3} M_{\varphi_2})$ $\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 2658,5 \times$ $\times 0,721 + 2658,5 \cdot 0,8 - 840 \times$ $\times 0,721 - 2 \cdot 840 \cdot 0,8) =$ $= 4,36 \cdot 10^{-6}$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 10741 \times$ $\times 0,279 + 10741 \cdot 0,2 + 9902 \times$ $\times 0,279 + 2 \cdot 9902 \cdot 0,2) =$ $= 18,16 \cdot 10^{-6}$ $\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 10741 \times$ $\times 0,721 + 10741 \cdot 0,8 + 9902 \times$ $\times 0,721 + 2 \cdot 9902 \cdot 0,8) =$ $= 51,18 \cdot 10^{-6}$
2 - 9 $d_7 = 80 \text{ mm}, s_7 = 27,5 \text{ mm}$	$\varphi_1$  $M_{\varphi_1} = 0,2, \quad M_{\varphi_2} = M_{\varphi_9} = M \frac{b-s_7}{l} =$ $= 1 \frac{70 - 27,5}{350} = 0,121$ $M_{i1} = -840 \text{ daN cm} \quad M_{i1} = 5950 \text{ daN cm}$ $M_{i2} = M_{i9} = -510 \text{ daN cm} \quad M_{i2} = M_{i9} = 3612,5 \text{ daN cm}$ $M_{\varphi_1} = 0,8, \quad M_{\varphi_2} = M_{\varphi_9} = M \frac{l-b+s_7}{l} =$ $= 1 \frac{350 - 70 + 27,5}{350} = 0,879$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (-2 \cdot 840 \cdot 0,2 -$ $- 840 \cdot 0,121 - 510 \cdot 0,2 -$ $- 2 \cdot 510 \cdot 0,121) =$ $= -0,72 \cdot 10^{-6}$ $\frac{s_7}{0,294 E \cdot d_7^4} (2 M_{i1} M_{\varphi_1} + M_{i2} M_{\varphi_9} + M_{i9} M_{\varphi_1} + 2 M_{i9} M_{\varphi_9})$ $\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (-2 \cdot 840 \cdot 0,8 -$ $- 840 \cdot 0,879 - 510 \cdot 0,8 -$ $- 2 \cdot 510 \cdot 0,879) =$ $= -3,68 \cdot 10^{-6}$	$\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 5950 \cdot 0,2 +$ $+ 5950 \cdot 0,121 + 3612,5 \cdot 0,2 +$ $+ 2 \cdot 3612,5 \cdot 0,121) =$ $= 5,11 \cdot 10^{-6}$ $\frac{2,75}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 8^4} (2 \cdot 5950 \cdot 0,8 +$ $+ 5950 \cdot 0,879 + 3612,5 \cdot 0,8 +$ $+ 2 \cdot 3612,5 \cdot 0,879) =$ $= 26,08 \cdot 10^{-6}$

Tabelul 30 (continuare)

1	2	3	4	5	6
9 - 4 $d_8 = 70 \text{ mm}, s_8 = 40 \text{ mm}$	$\phi_1$	 $M_{\phi_1} = M_{\phi_2} = 0,121, M_{\phi_3} = 0$	 $M_{\phi_2} = M_{\phi_3} = 3612,5 \text{ daN}\cdot\text{cm}$	$\frac{s_8 M_{\phi_2} M_{\phi_3}}{0,147 E d_8^4} =$ $\frac{4 \cdot 510 \cdot 0,121}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= - 0,33 \cdot 10^{-6}$	$\frac{s_8 M_{\phi_2} M_{\phi_3}}{0,147 E d_8^4} =$ $\frac{4 \cdot 3612,5 \cdot 0,121}{0,147 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} =$ $= 2,36 \cdot 10^{-6}$
	$\phi_2$	 $M_{\phi_2} = M_{\phi_3} = 0$	 $M_{\phi_3} = M_{\phi_4} = 3612,5 \text{ daN}\cdot\text{cm}$	$\frac{s_8 M_{\phi_3}}{0,294 E d_8^4} (2 M_{\phi_2} + M_{\phi_4}) =$ $\frac{4 \cdot 510}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} (2 \cdot 0,879 + 1) =$ $= - 3,76 \cdot 10^{-6}$	$\frac{4 \cdot 3612,5}{0,294 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7^4} (2 \cdot 0,879 + 1) =$ $= 26,88 \cdot 10^{-6}$
	$\phi_{1H}, \nu$	 $M_{\phi_1} = M_{\phi_2} = 0,879, M_{\phi_3} = M_{\phi_4} = 1$		$272,26 \cdot 10^{-6}$	$233,69 \cdot 10^{-6}$
$\Sigma$	$\phi_{4H}, \nu$			$149 \cdot 10^{-6}$	$261,88 \cdot 10^{-6}$

Rezultă :

$$\varphi_1 = \sqrt{\varphi_{IH}^2 + \varphi_{IV}^2} = \sqrt{(2,72 \cdot 10^{-4})^2 + (2,34 \cdot 10^{-4})^2} = 3,58 \cdot 10^{-4};$$

$$\varphi_4 = \sqrt{\varphi_{4H}^2 + \varphi_{4V}^2} = \sqrt{(1,49 \cdot 10^{-4})^2 + (2,62 \cdot 10^{-4})^2} = 3,01 \cdot 10^{-4}.$$

Se observă că unghiul maxim de deformare

$$\varphi_1 < \varphi_4,$$

unde :  $\varphi_a = 1,7 \cdot 10^{-3}$ , pentru tipul de lagăr adoptat (v. tabelul 28).

**189** Arborele roții intermediare — folosită pentru schimbarea sensului de rotație — din cutia de viteză a unei mașini-unelte de găurit are dimensiunile indicate în figura 130. Roata dințată montată pe acest arbore are  $z_2 = 31$ ,  $m = 4$  mm, fiind în angrenare cu roata dințată conducătoare ( $z_1 = 15$ ,  $n_1 = 1000$  rot/min) și cu roata condusă  $z_3$  (fig. 130, b). Puterea

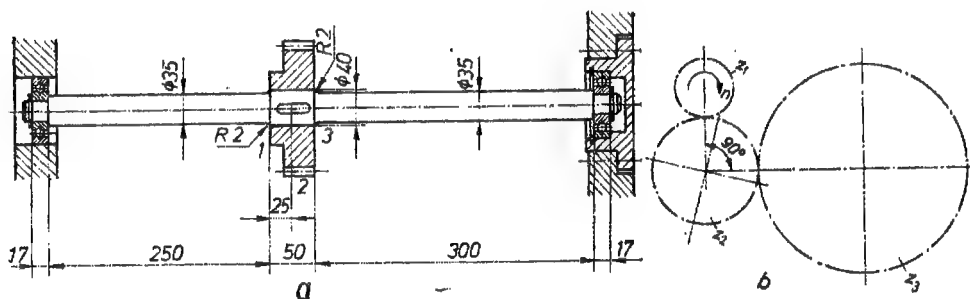


Fig. 130

transmisă de cutia de viteze este  $P = 2,5$  kW, materialul arborelui fiind OLC 45. Să se verifice arborele la solicitările de încovoiere și oboseală, în secțiunile 1, 2 și 3.

**190** Să se verifice arborele intermediar al reductorului din figura 126, caracteristicile reductorului fiind cele prezentate la problema nr. 187; materialul arborelui OLC 45. Diametrul de divizare mediu al roții conice este  $D_{am2} = 120$  mm. Roata dințată cilindrică — executată din același material cu arborele — are  $z_3 = 30$  și  $m = 3,5$  mm. Să se verifice arborile — la solicitarea compusă — în secțiunile 1 și 2 și la oboseală — în secțiunile 3 și 4.

**191** Arborele de ieșire al reductorului din figura 126 este legat — de transmisia din care face parte — printr-o transmisie prin curele trapezoidale. Poziția transmisiei prin curele — în raport cu angrenajul cilindric al reductorului — este prezentată în figura 131. Forțele din cele două ramuri ale curelei sînt  $S_1 = 6850$  daN și  $S_2 = 2870$  daN. Materialul arborelui OL 60. Să se verifice arborele la solicitarea compusă — în secțiunea 1 și la oboseală — în secțiunea 2.

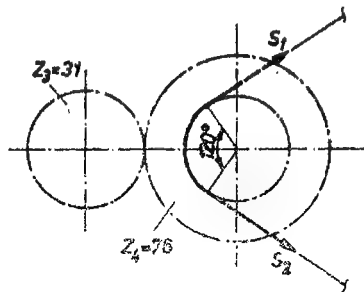


Fig. 131

**192** Arborele de intrare al reductorului coaxial din figura 128, este antrenat de un electromotor, prin intermediul unui cuplaj. Să se verifice arborele la solicitarea compusă în secțiunea 1 și la oboseală în secțiunea 2, elementele necesare pentru calcul fiind cele precizate la problema nr. 188 și în figura 128. Se cunosc, de asemenea, diametrul de rostogolire al roții 1,  $D_1 = 104$  mm și diametrul interior  $D_{i1} = 95,75$  mm; materialul arborelui 40 C 10.

**193** Arborele de ieșire al reductorului din fig. 128 transmite mișcarea — transmisiei din care face parte — prin intermediul unui cuplaj elastic. Diametrul de rostogolire al roții dințate montată pe acest arbore este  $D_1 = 294$  mm. Materialul arborelui OL 60. Să se verifice arborele la solicitare compusă și la oboseală în secțiunea 1.

Fusurile, respectiv pivoții sînt elemente componente ale osiilor și arborilor -- în contact cu lagărele -- care asigură rezemarea acestora. Fusurile se clasifică în: *radiale*, la care sarcina este perpendiculară pe axa arborelui; *axiale-pivoți*, la care sarcina acționează în lungul axei arborelui; *combinate*, sarcina acționînd în ambele direcții [27, 52].

Fusurile se calculează în funcție de tipul acestora. Se efectuează un calcul simplificat, cu rezultate mulțumitoare, valorile rezistențelor admisibile fiind deduse din practică. Se adoptă următoarele ipoteze: coeficientul de frecare este constant \*); nu se ține seama de capacitatea portantă a peliculei de lubrifianț; nu se ține seama de calitatea și viscozitatea lubrifianțului.

### NOTAȚII FOLOSITE

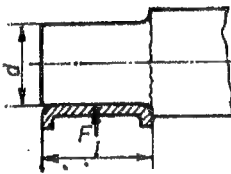
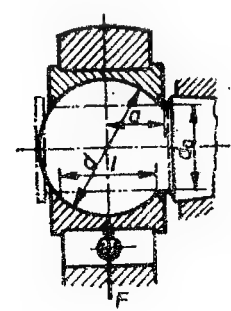
- $d, d_m$  — diametrul, respectiv diametrul mediu al fusului;  
 $d_e, d_i$  — diametrul exterior, respectiv interior la fusurile și pivoții inelari;  
 $F, F_a$  — forța radială, respectiv axială, care solicită fusul;  
 $h$  — grosimea gulerului (pentru fusuri canelate, pivoți canelați);  
 $l$  — lungimea fusului (pentru fusuri radiale);  
 $M_f$  — momentul de frecare la suprafețele în contact ( $\text{daN} \cdot \text{cm}$ );  
 $p_m, p_a$  — presiunea medie de contact, respectiv presiunea de contact admisibilă ( $\text{daN}/\text{cm}^2$ );  
 $P_f, P_{fsp}$  — puterea pierdută prin frecare (în kW), respectiv puterea specifică pierdută prin frecare, ( $\text{daN} \cdot \text{m}/\text{cm}^2\text{s}$ );  
 $\beta_k$  — coeficientul efectiv de concentrare;  
 $\varepsilon, \gamma$  — factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate al suprafeței;  
 $\sigma_a$  — amplitudinea ciclului de solicitare;  
 $\sigma_i, \sigma_{ad}$  — efortul de încovoiere, respectiv rezistența admisibilă ( $\text{daN}/\text{cm}^2$ );  
 $\sigma_{-1}$  — rezistența la oboseală, pentru ciclul simetric.

### RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Fusurile se dimensionează, sau se verifică — în funcție de elementele cunoscute — cu relațiile indicate în tabelele 31 și 33. Cazurile posibile de rezolvare sînt prezentate în tabelele 32 (pentru fusurile radiale) și 34 (pentru fusurile axiale) [27].

\*) Independent de viteză.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul fusurilor radiale [22, 27]

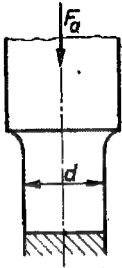
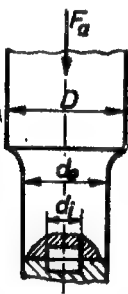
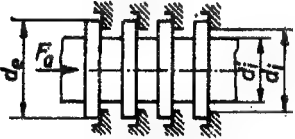
Schema de calcul	Calculul de rezistență		Momente și puteri de frecare. Verificarea la încălzire	Valori orientative
	Dimensionare	Verificare		
<p>Fus cilindric</p> 	<p>— secțiune plină</p> $d = \sqrt[3]{\frac{Fl}{0,2\sigma_{at}}};$ <p>sau</p> $d = \sqrt[3]{\frac{F}{0,2\sigma_{at}} \left(\frac{l}{d}\right)}$ <p>— secțiune tubulară (inelară)</p> $d_e = \sqrt[3]{\frac{Fl}{0,2(1-k_d^4)\sigma_{at}}}$ <p>sau</p> $d_e = \sqrt[3]{\frac{F}{0,2(1-k_d^4)\sigma_{at}} \left(\frac{l}{d_e}\right) \frac{1}{c}}$ <p>unde</p> $k_d = \frac{d_i}{d_e}$ <p>Pentru ambele tipuri de secțiuni</p> $d = \sqrt[3]{\frac{F}{p_m \left(\frac{l}{d}\right)}}$ <p>Obs. pentru secțiunea tubulară se înlocuiește <math>d</math> cu <math>d_e</math>.</p>	<p>— la presiunea de contact</p> $p_m = \frac{F}{dl} \leq p_a;$ <p>— la încovoiere secțiune plină</p> $\sigma_t = \frac{M_t}{W} = \frac{16Fl}{\pi d^3} \leq \sigma_{at};$ <p>secțiune tubulară</p> $\sigma_t = \frac{16Fl}{\pi d_e^3(1-k_d^4)} \leq \sigma_{at};$ <p>la oboseală</p> $c = \frac{\sigma_{-1}}{\beta_k \sigma_a};$ <p><math>r_f, d</math> — v. tabelul AI-17;</p> <p><math>\beta_k</math> — v. tabelul AI-10;</p> <p><math>\varepsilon</math> — v. tabelul AI-14;</p> <p><math>\gamma</math> — v. tabelul AI-15.</p>	<p>— puterea specifică pierdută prin frecare</p> $P_{fsp} = \mu (p_m v) [\text{daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}]$ <p>unde:</p> $v = \frac{\pi d n}{60\,000} [\text{m/s}],$ <p><math>d</math>, în mm;</p> <p><math>n</math>, în rot/min.</p> <p>— verificarea la încălzire</p> $p_m v \leq (p_m v)_a;$ <p><math>(p_m v)_a</math> — din tabelul AII-15</p>	<p><math>\frac{l}{d} = 0,3 \dots 0,5</math></p> <p><math>\dots 1,2 \dots 1,8</math>;</p> <p><math>p_a = 10 \dots 100 \text{ daN/cm}^2</math></p> <p>și după tabelul AI-16;</p> <p><math>\sigma_{at}</math> — v. tabelul AII-14.</p>
<p>fus sferic</p> 	<p>— la încovoiere</p> $d_0 = \sqrt[3]{\frac{Fl}{0,2\sigma_{at}}};$ <p>— la presiunea de contact</p> $d_m = \sqrt[3]{\frac{F}{\varphi p_m}};$ <p>unde: <math>\varphi = \frac{l}{d_m}</math></p>	<p>— la presiunea de contact</p> $p_m = \frac{F}{\varphi d_m^2} = \frac{F}{ld_m} \leq p_a;$ <p>— la încovoiere</p> $\sigma_t = \frac{Fl}{0,2d_0^3} \leq \sigma_{at};$ <p>— la oboseală</p> $c = \frac{\sigma_{-1}}{\beta_k \sigma_a};$	<p>— puterea specifică pierdută prin frecare</p> $P_{fsp} = \mu (p_m v) [\text{daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}]$ <p>unde:</p> $v = \frac{\pi d n}{60\,000} [\text{m/s}],$ <p><math>d</math>, în mm;</p> <p><math>n</math>, în rot/min;</p> <p>— încălzire</p> $p_m v \leq (p_m v)_a.$	<p><math>d_0 \approx 0,6d</math>;</p> <p><math>\varphi \approx 0,7</math>;</p> <p><math>d_m \approx 0,9d</math>.</p>



Cazurile posibile în calculul fusurilor radiale

Tipul fusului		Elementele date	Elementele care se calculează	Elementele care se verifică*)	
fus cilindric	secțiune plină	$F, d, l$ — $n$	—	$p_m \leq p_a$ $\sigma_t \leq \sigma_{at}$ $p_m v \leq (p_m v)_a$	
		$p_a ; (p_m v)_a$	$n$	$\sigma_t \leq \sigma_{at}$	
		$F, l, \sigma_{at}, n$	$d$	$p_m \leq p_a$ $p_m v \leq (p_m v)_a$	
		$\sigma_{at}$	$d, l$	$\sigma_t \leq \sigma_{at}$ $p_m v \leq (p_m v)_a$	
	secțiune tubulară (inelară)	$F, \left(\frac{l}{d}\right), n$ — $p_a$			
		$n$	—	$p_m \leq p_a$ $\sigma_t \leq \sigma_{at}$ $p_m v \leq (p_m v)_a$	
		$F, d_e, d_i, l$ — $p_a, (p_m v)_a$	$n$	$\sigma_t \leq \sigma_{at}$	
		$F, l, k_d, \sigma_{at}, n$	$d_e, d_i$	$p_m \leq p_a$ $p_m v \leq (p_m v)_a$	
		$\sigma_{at}, n$	$d_e, d_i, l$	$\sigma_t \leq \sigma_{at}$ $p_m v \leq (p_m v)_a$	
		$p_a, n$			
		$F, \left(\frac{l}{d_e}\right), k_d$ — $p_a, (p_m v)_a$	$d_e, d_i, n$	$\sigma_t \leq \sigma_{at}$	
		$p_a, (p_m v)_a$			
fus sferic	$n$	—	$p_m \leq p_a$ $\sigma_t \leq \sigma_{at}$ $p_m v \leq (p_m v)_a$		
	$F, d_0, l$ — $(p_m v)_a$	$n$	$p_m \leq p_a$ $\sigma_t \leq \sigma_{at}$		
	$n$	$d_m, l$	$\sigma_t \leq \sigma_{at}$ $p_m v \leq (p_m v)_a$		
	$F, \varphi, p_a$ — $(p_m v)_a$	$d_m, l, n$	$\sigma_t \leq \sigma_{at}$		
*) La toate fusurile se efectuează și o verificare la oboseală, admitînd o trecere de diametru, conform tabelului AI-10 Notă: $d, d_m, d_0$ — cu valorile orientative din tabelul 31					

## Relațiile și recomandările necesare pentru calculul fusurilor axiale (pivoți) [22, 27]

Tipul pivotului și schema de calcul	Calculul de rezistență	Puterea specifică pierdută prin frecare. Puterea pierdută prin frecare. Verificare la încălzire.
<p>Circular plin</p> 	$p_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} \leq p_a,$ <p><math>p_a</math>, v. tabelul AII-16</p>	$p_m = \frac{4F_a}{\pi d^2} [\text{daN/cm}^2];$ $v_m = \frac{\pi d_m n}{60\,000} [\text{m/s}],$ <p>unde:</p> $d_m = \frac{d}{2} [\text{mm}] \text{ și}$ $n [\text{rot/min}]$
<p>Inelar</p> 	$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2)} =$ $= \frac{F_a}{\pi d_m b} \leq p_a,$ <p>sau</p> $p_m = \frac{4F_a}{\pi d_e^2(1 - k_d^2)} \leq p_a,$ <p>unde</p> $k_d = \frac{d_i}{d_e}$	$p_m = \frac{F_a}{\pi d_m b} [\text{daN/cm}^2]$ $d_m = \frac{d_e + d_i}{2};$ $b = \frac{d_e - d_i}{2}$ $v_m = \frac{\pi d_m n}{60\,000} [\text{m/s}].$
<p>Multiinelar (canelat)</p> 	$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2)z} =$ $= \frac{F_a}{\pi d_m bz} \leq p_a,$ <p>sau</p> $p_m = \frac{4F_a}{\pi d_e^2(1 - k_d^2)z} \leq p_a, *$ <p>unde:</p> <p><math>z</math> — numărul canelurilor (inelenelor).</p> <p>— Încovoiera inelelor (canelurilor):</p> $\sigma_t = \frac{3F_a(d_m - d_i')}{z\pi d_i'^2 h^2} \leq \sigma_{at},$ <p><math>\sigma_{at}</math>, v. tabelul AII-14.</p>	$p_m = \frac{F_a}{\pi d_m bz};$ $d_m = \frac{d_e + d_i}{2};$ $b = \frac{d_e - d_i}{2};$ $v_m = \frac{\pi d_m n}{60\,000} [\text{m/s}].$ <p>Notă:</p> $(p_m v_m)_a = 15 \dots 30 (40) [\text{daN} \cdot \text{m} / \text{cm}^2 \cdot \text{s}]$
<p>*) <math>p_a</math> — valorile admisibile, în aceleași condiții ca pentru celelalte tipuri de fusuri axiale (pivoți), se vor alege sensibil mai mici.</p>		

Cazurile posibile în calculul fusurilor axiale (pivoților)

Tipul pivotului	Elementele date	Elementele care se calculează	Elementele care se verifică
Circular plin	$F_a, d, n$	—	$p_m \leq p_a$ $p_m v \leq (p_m v)_a$
	$F_a, p_a$	$d, n$	—
	$(p_m v)_a$ $n$	$d$	$p_m v \leq (p_m v)_a$
Circular inelar	$F_a, d_e, d_i, n$	—	$p_m \leq p_a$ $p_m v \leq (p_m v)_a$
	$F_a, p_a, d_e$	$k_d, d_i, d_m$	$p_m v \leq (p_m v)_a$
	$n$ $(p_m v)_a$	$k_d, d_i, d_m, n$	—
Multiinelar (canelat)	$F_a, d_e, d_i, z, n$	—	$p_m \leq p_a$ $p_m v_m \leq (p_m v_m)_a$
	$k_d, n$	$d_i, d_m, z$	$p_m v_m \leq (p_m v_m)_a$
	$F_a, p_a, d_e, h$	$k_d, d_i, d_m$	$\sigma_i \leq \sigma_{ai}$
	$z, n$ $k_d, (p_m v_m)_a$	$d_i, d_m, z, n$	$\sigma_i \leq \sigma_{ai}$

194 Să se dimensioneze — din condiția forței capabile — fusul de capăt al unui arbore (fig. 132), din cutia de viteze a unei mașini-unelte, executat din OLC 45. Reacțiunea, aplicată la mijlocul fusului, este  $F = 2500$  daN, fusul fiind rectificat și funcționând într-un cuzinet cu compoziție pentru lagăre (Bz Sn Pb 5, STAS 1512-67). Turația arborelui este  $n = 250$  rot/min.

### Rezolvare :

Se folosesc relațiile (v. tabelul 31):  $F = \frac{\pi d^3}{16l} \sigma_{ai}$ ;  $F = p_a dl$ , din egalarea acestora obținându-se, în urma unor simplificări

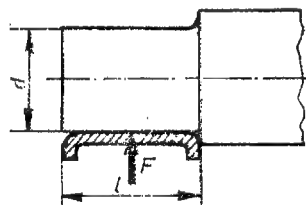


Fig. 132

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi \sigma_{ai}}{16 p_a}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 600}{16 \cdot 45}} = 1,62,$$

adoptându-se inițial  $\sigma_{ai} = 600$  daN/cm<sup>2</sup> și  $p_a = 45$  daN/cm<sup>2</sup> (tabelul AI-16); valoarea obținută se încadrează în limitele prescrie pentru mașini-unelte  $\left(\frac{l}{d} = 1,2 \dots 2, \text{ tabelul AI-16}\right)$ .

Din relația  $F = p_a dl = 1,62 p_a d^2$  rezultă \*) :

$$d = \sqrt{\frac{F}{1,62 p_a}} = \sqrt{\frac{2500}{1,62 \cdot 45}} = 5,85 \text{ cm},$$

deci  $l = 1,62 \cdot 5,85 = 9,477 \text{ cm}$ , adoptîndu-se  $d = 60 \text{ mm}$  și  $l = 100 \text{ mm}$ .

Se verifică la oboseală pentru ciclul alternant simetric (v. tabelul AI-6) :

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\beta_k \sigma_a} = \frac{2700}{\frac{1,76}{\epsilon \gamma} \cdot 589,7} = 2,029,$$

unde :  $\beta_k = 1,76$  (v. tabelul AI-10);  $\epsilon = 0,78$  (v. tabelul AI-14);  $\gamma = 1$  (v. tabelul AI-15);  $\sigma_{-1} = 2700 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-1);  $\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{16Fl}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 2500 \cdot 10}{3,14 \cdot 6^3} = 589,7 \text{ daN/cm}^2$ .

Se verifică la încălzire

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 250}{60 \cdot 1000} = 0,785 \text{ m/s};$$

$$p_m = \frac{F}{dl} = \frac{2500}{6 \cdot 10} = 41,66 \text{ daN/cm}^2,$$

rezultînd :  $p_m v = 41,66 \cdot 0,785 = 32,708 < (p_m v)_a = 40 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$  (v. tabelul AII-15).

**195** Lagărele arborelui intermediar al unui reductor (fig. 133) sînt solici-  
tate de forțele care iau naștere în angrenaje. S-au determinat  
reacțiunile în cele două planuri, pentru ambele lagăre :  $R_{AV} = 1330 \text{ daN}$ ;  
 $R_{AH} = 712 \text{ daN}$ ;  $R_{BV} = 818 \text{ daN}$ ;  $R_{BH} = 745 \text{ daN}$ . Știînd că turația arborelui este  
 $n = 60 \text{ rot/min}$ , să se verifice fusul. Trans-  
misia funcționează intermitent.

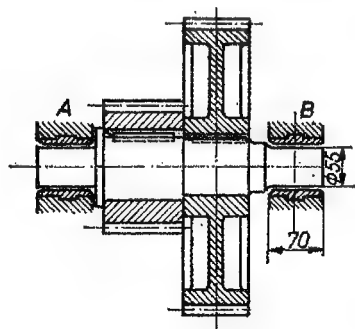


Fig. 133

### Rezolvare :

Se determină reacțiunile rezultante

$$R_A = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AH}^2} = \sqrt{1330^2 + 712^2} = 1510 \text{ daN};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BV}^2 + R_{BH}^2} = \sqrt{818^2 + 745^2} = 1100 \text{ daN}.$$

Deoarece fusurile au — din condiții constructive — aceleași dimen-  
siuni (v. fig. 133) se va verifica doar lagărul mai încărcat — A.

\*) Considerînd  $\frac{l}{d} = 1,62$ .

Se verifică presiunea de contact

$$p_m = \frac{F}{dl} = \frac{1510}{5,5 \cdot 7} = 39,22 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 40 \text{ daN/cm}^2,$$

$p_a$ , din tabelul AI-16. Cuzineții se vor executa din fontă antifricțiune, STAS 6707-73.

Se verifică la încălzire :

$$p_m v = 39,2 \cdot 0,17 = 6,66 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 15 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s},$$

$$\text{unde : } (p_m v)_a \text{ din tabelul AII-15 ; } v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 55 \cdot 60}{60 \cdot 1000} = 0,17 \text{ m/s}.$$

Se verifică și la solicitarea de încovoiere

$$\sigma_i = \frac{16 Fl}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 1510 \cdot 7}{3,14 \cdot (5,5)^3} = 323,725 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 600 \text{ daN/cm}^2$$

(v. tabelul AII-14), pentru arborele executat din OLC 45.

**196** Să se determine dimensiunile principale ale unui fus sferic, asupra căruia acționează o forță  $F = 400 \text{ daN}$ , turația arborelui fiind  $n = 300 \text{ rot/min}$ . Materialul cuzinetului este fontă antifricțiune STAS 6707-73. Se cunosc  $p_a = 20 \text{ daN/cm}^2$  și  $(p_m v)_a = 25 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$ .

### Rezolvare :

Fusul se dimensionează din condiția de rezistență la presiunea de contact :

$$d_m = \sqrt{\frac{F}{\varphi p_a}} = \sqrt{\frac{400}{0,7 \cdot 20}} = 5,35 \text{ cm},$$

considerînd  $\varphi = 0,7$  (v. tabelul 31).

Se calculează

$$d = \frac{d_m}{0,9} = \frac{53,5}{0,9} = 59,44 \text{ mm, adoptîndu-se } d = 60 \text{ mm ;}$$

$$d_0 = 0,6 d = 0,6 \cdot 60 = 36 \text{ mm ;}$$

$$l = \varphi d_m = 0,7 \cdot 53,5 = 37,45 \text{ mm, adoptîndu-se } l = 38 \text{ mm}.$$

Se verifică fusul la încovoiere :

$$\sigma_i = \frac{Fl}{0,2 d_0^3} = \frac{400 \cdot 3,8}{0,2 \cdot (3,6)^3} = 163 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 550 \text{ daN/cm}^2,$$

(v. tabelul AII-14), pentru fusul executat din OLC 40.

Se efectuează calculul la încălzire

$$p_m = p_a = 20 \text{ daN/cm}^2; v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 300}{60 \cdot 1000} = 0,942 \text{ m/s};$$

$$p_m v = 20 \cdot 0,942 = 18,84 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 25 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}.$$

**197** Montajul bielei pe manetonul arborelui cotit al unui motor diesel este prezentat în figura 134. Forța maximă care acționează asupra lagărului este  $F = 1850 \text{ daN}$ . Să se dimensioneze și să se verifice lagărul știind că:  $n = 1500 \text{ rot/min}$ ,  $d = 80 \text{ mm}$ , materialul cuzinetului Bz Sn Pb 5, STAS 1512-67.

### Rezolvare :

Lungimea  $l$  a lagărului se determină în funcție de raportul  $\frac{l}{d} = 0,5 \dots 0,8$  (v. tabelul AI-16), adoptîndu-se  $\frac{l}{d} = 0,55$ :

$$l = 0,55 d = 0,55 \cdot 80 = 44 \text{ mm}.$$

Se verifică lagărul la presiunea de contact :

$$p_m = \frac{F}{ld} = \frac{1850}{4,4 \cdot 8} = 52,556 \text{ daN/cm}^2 < 125 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AI-16).}$$

Se efectuează calculul la încălzire :

$$p_m v = 52,556 \cdot 6,28 = 330 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 350 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$$

unde :  $v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 6,28 \text{ m/s}$ ,  $(p_m v)_a$ , din tabelul AII-15.

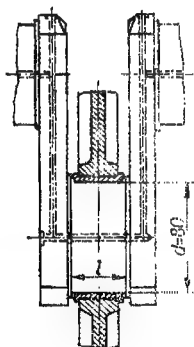


Fig. 134

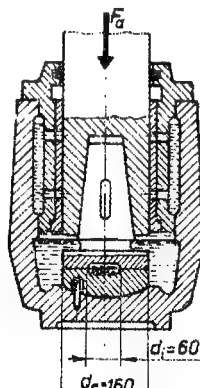


Fig. 135

**198** Pivotal crankshaft pin of a machine is presented in figure 135. The axial force is  $F_a = 2000 \text{ daN}$ , and the crankshaft speed  $n = 250 \text{ rot/min}$ . Să se verifice pivotul la presiunea de contact și să se determine puterea pierdută prin frecare ( $\mu = 0,07$ ), dacă suprafața de contact este definită de diametrele indicate în figura 135. Materialul pivotului și al reazemului : oțel călit.

### Rezolvare :

Presiunea medie pe suprafața de contact

$$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2)} = \frac{4 \cdot 2000}{3,14(16^2 - 6^2)} = 11,58 \text{ daN/cm}^2.$$

Se verifică la încălzire

$$p_m v = 11,58 \cdot 1,439 = 16,6 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 350 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s},$$

unde

$$v = \frac{\pi d_m n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 110 \cdot 250}{60 \cdot 1000} = 1,439 \text{ m/s}; \quad d_m = \frac{d_e + d_i}{2} = \frac{160 + 60}{2} = 110 \text{ mm}; \quad (p_m v)_a, \text{ din tabelul AII-15.}$$

Puterea pierdută prin frecare este

$$P_f = \frac{M_f n}{95\,500} = \frac{770 \cdot 250}{95\,500} = 2,01 \text{ kW},$$

$$\text{unde: } M_f = \mu F_a \frac{d_m}{2} = 0,07 \cdot 2000 \cdot \frac{11}{2} = 770 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

**199** Forța axială ce acționează asupra unui arbore este  $F_a = 2250 \text{ daN}$ . Pentru preluarea acestei forțe se folosește un fus canelat (fig. 136) cu trei suprafețe inelare sprijinite într-un lagăr corespunzător. Să se verifice fusul cunoscînd  $p_a = 25 \text{ daN/cm}^2$  (oțel călit/fontă albă) și turația arborelui  $n = 400 \text{ rot/min}$ . Arborele face parte din construcția unei mașini-unelte.

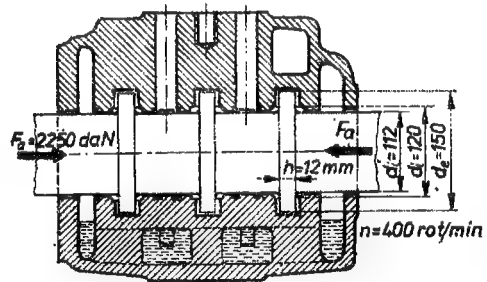


Fig. 136

### Rezolvare :

Se determină presiunea medie de contact

$$p_m = \frac{4F_a}{\pi(d_e^2 - d_i^2)z} = \frac{4 \cdot 2250}{3,14(15^2 - 12^2)3} = 11,8 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 25 \text{ daN/cm}^2.$$

Pentru verificarea la încălzire se determină, în prealabil, viteza medie

$$v_m = \frac{\pi d_m n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 135 \cdot 400}{60 \cdot 1000} = 2,826 \text{ m/s},$$

$$\text{unde } d_m = \frac{d_e + d_i}{2} = \frac{150 + 120}{2} = 135 \text{ mm}.$$

Se verifică la încălzire :

$$p_m v = 11,8 \cdot 2,826 = 33,35 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s} < (p_m v)_a = 40 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}.$$

Pentru calculul la încovoiere al gulcerelor se consideră inelul de contact ca o grindă încastrată de lungime  $\pi d'_i$  și de înălțime  $h$ ; forța acționează în lungul lui  $h$  :

$$\sigma_i = \frac{\frac{F_a (d_m - d'_i)}{2}}{\frac{\pi d'_i h^2}{6}} = \frac{3 F_a (d_m - d'_i)}{\pi z d'_i h^2} = \frac{3 \cdot 2250 (13,5 - 11,2)}{3,14 \cdot 3 \cdot 11,2 \cdot 1,2^2} =$$

$$= 102 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 650 \text{ daN/cm}^2, \sigma_{at}, \text{ v. tabelul AII-14.}$$

**200** Să se dimensioneze și să se verifice fusul unui cilindru de laminor, asupra acestuia acționînd sarcina  $F = 5000 \text{ daN}$ . Materialul fusului OL 60, iar al cuzinetului — material plastic. Turația cilindrului este 150 rot/min.

**201** Valoarea efortului admisibil la încovoiere, pentru un fus de capăt al unui arbore — din OL 50 — dintr-o transmisie de putere este  $\sigma_{at} = 500 \text{ daN/cm}^2$ . Cunoscînd raportul  $l/d = 1,2$ ,  $d = 50 \text{ mm}$  și produsul  $p_m v = (p_m v)_a = 10 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$ , să se determine : forța capabilă a fi preluată de fus; presiunea medie de contact pe suprafața fusului; turația fusului.

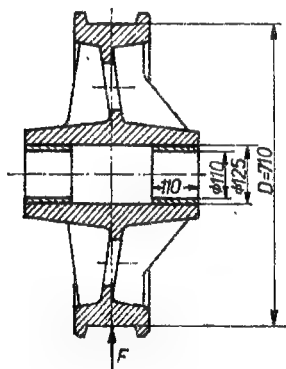


Fig. 137

**202** Pentru deplasarea unui pod rulant se folosesc roți ca cea din figura 137. Fusul se sprijină pe doi cuzineți din Bz Sn Pb 5, STAS 1512-67 cu dimensiunile indicate în figura 137. Diametrul de rulare a roții este  $D = 710 \text{ mm}$ , iar viteza la periferia roții  $v_1 = 80 \text{ m/min}$ . Asupra roții acționează o forță  $F = 17\,200 \text{ daN}$ . Să se determine : viteza liniară din lagăr; produsul convențional  $p_m v$ ; puterea pierdută prin frecare, știind că uleiul se introduce prin arbore (fus), iar coeficientul de frecare este  $\mu = 0,08$ .

**203** Presiunea admisibilă de contact — pentru un pivot inelar — fiind  $p_a = 35 \text{ daN/cm}^2$ , care trebuie să fie valoarea coeficientului de frecare între suprafețele în contact, pentru ca momentul pierdut prin frecare să nu depășească  $650 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ? Se cunoaște forța care solicită axial arborul  $F_a = 2500 \text{ daN}$  și diametrul  $d_e = 100 \text{ mm}$ .



Lagărele cu alunecare sînt organe de mașini utilizate pentru rezemarea și ghidarea arborilor și osiilor, cu mișcare de rotație, asigurînd și preluarea sarcinilor care acționează asupra acestora.

În majoritatea cazurilor, lagărele cu alunecare realizează o frecare fluidă prin intermediul unei pelicule de lubrifiant fluid.

Lagărele cu alunecare — cu frecare fluidă — se pot clasifica în :

— *hidrodinamice* (autoportante), la care efectul autoportant al filmului de lubrifiant se datorește antrenării prin trecerea lubrifiantului și configurației de pană a interstițiului dintre suprafețele aflate în mișcare relativă ;

— *hidrostatice*, la care lubrifiantul este introdus, sub presiune.

În acest capitol, se prezintă numai *lagărele radiale hidrodinamice*.

### NOTAȚII FOLOSITE

$a, b$	— lățimea, respectiv adîncimea canalului de ungere ;
$A$	— suprafața de schimb de căldură ;
$c_p$	— coeficientul de portanță ;
$c_d, c_r$	— coeficientul de debit, respectiv coeficientul de pierderi de debit ;
$d, d_r$	— diametrul, respectiv diametrul recalculat al fusului ;
$F_r$	— forța de încărcare radială ;
$h_{min}, h_a, \delta_i$	— grosimea minimă absolută, grosimea admisibilă (maximă), respectiv grosimea minimă relativă a filmului de lubrifiant ;
$l, l_r$	— lungimea, respectiv lungimea recalculată a fusului ;
$n, v$	— turația, respectiv viteza periferică a fusului ;
$n_{tr}$	— turația de trecere la regimul de ungere fluidă ;
$N_f, Q$	— puterea pierdută prin frecare, respectiv căldura rezultată prin frecare ;
$p_m, p_a$	— presiunea medie, respectiv presiunea admisibilă din lagăr ;
$q_1, q_2, q_s$	— debitul de lubrifiant din secțiunea maximă, scăpările de debit, respectiv debitul necesar pentru răcire ;
$S, \psi$	— jocul absolut, respectiv jocul relativ din lagăr ;

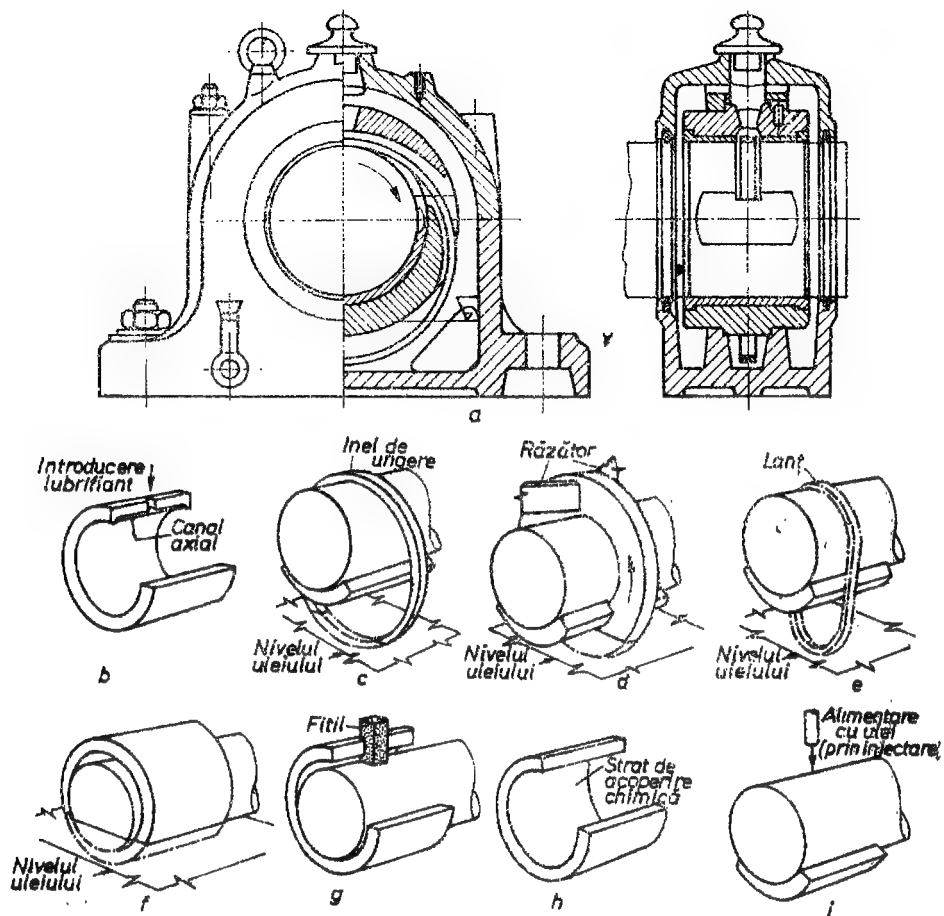


Fig. 138

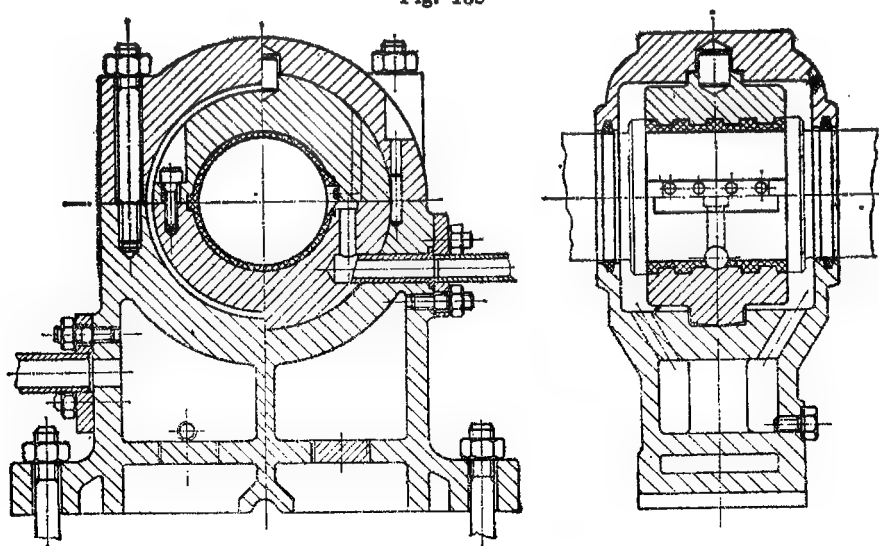


Fig. 139

- $t_m, t_e, t_1, t_0$  — temperatura medie de funcționare a filmului; temperatura efectivă a filmului; temperatura lubrifianului, la intrare în lagăr; temperatura mediului ambiant;  
 $V_0$  — volumul de lubrifiant din baia lagărului;  
 $\alpha$  — coeficientul de convecție termică;  
 $\mu_r, \mu$  — coeficientul relativ de frecare, respectiv coeficientul absolut de frecare;  
 $\eta$  — viscozitatea lubrifianului, în cP sau N·s/m<sup>2</sup>.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Prin calculul lagărelor hidrodinamice se urmărește asigurarea preluării sarcinii exterioare de către pelicula de lubrifiant, a cărei grosime minimă trebuie să fie mai mare decât suma rugozităților maxime probabile ale suprafețelor fusului și cuzinetului, rezultate din prelucrare.

Calculul termic — parte integrantă a calculului lagărelor hidrodinamice — trebuie să asigure menținerea peliculei de lubrifiant într-un domeniu stabilit de temperaturi, ceea ce implică determinarea debitului de lubrifiant necesar răcirii lagărului, rezultând astfel sistemul de ungere necesar și, prin urmare, tipul lagărului: cu *răcire naturală* (fig. 138) sau cu *răcire forțată* (fig. 139).

Prin calcul se obțin valorile parametrilor constructivi și funcționali ai lagărului hidrodinamic, tipul de lubrifiant, sistemul de ungere necesar etc., care asigură funcționarea lagărelor cu alunecare în domeniul frecării fluide, relațiile și recomandările necesare fiind prezentate în tabelele 35 (pentru lagărele cu *răcire naturală*) și 36 (pentru lagărele cu *răcire forțată*).

Tabelul 35

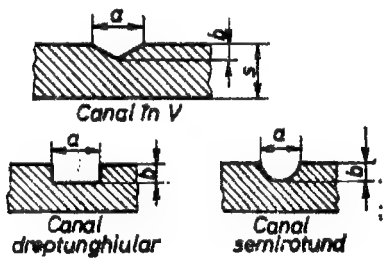
Relațiile și recomandările necesare pentru calculul lagărelor radiale hidrodinamice, cu răcire naturală [5, 27, 32, 55]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Forța radială de încărcare $F_r$ , în daN	Indicată în tema de proiectare
Turația fusului $n$ , în rot/min	Indicată în tema de proiectare
Materialul cuzinetului	Se stabilește în funcție de mașina, utilajul, instalația etc. la care se utilizează lagărul (v. tabelul A I-16)
Raportul dimensional $l/d$	Se stabilește în funcție de mașina, utilajul, instalația etc. la care se utilizează lagărul (v. tabelul A I-16)

Tabelul 35 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări
Diametrul $d$ și lungimea fusului $l$ , în mm	<p>În cazul în care nu sînt indicate în tema de proiectare se calculează cu relațiile :</p> $\begin{cases} \frac{l}{d}, \text{ din tabelul AI-16;} \\ dl \geq \frac{F_r}{p_a}, \end{cases}$ <p><math>p_a</math>, din tabelul AI-16.</p> <p>Diametrul <math>d</math> se rotunjește la o valoare standardizată, conform tabelului AI-18 [55], rezultînd <math>d_r</math> și respectiv <math>l_r</math>.</p>
Presiunea medie din lagăr $p_m$ , în daN/cm <sup>2</sup>	$p_m = \frac{F_r}{d_r l_r} \leq p_a,$ <p><math>p_a</math>, din tabelul AI-16.</p>
Jocul relativ din lagăr $\psi$ , în ‰	<p><math>\psi = f(d_r, R_a)</math>; se stabilește cu ajutorul diagrame- lor din fig. AI-9 și AI-10. <math>R_a</math> este rugozitatea suprafețelor în contact.</p>
Jocul absolut $S$ , în $\mu$ m	$S = \psi d_r.$
Viteza periferică a fusului $v$ , în m/s	$v = \frac{\pi d_r n}{60 \cdot 1000}; \quad \begin{cases} d_r, \text{ în mm;} \\ n, \text{ în rot/min.} \end{cases}$
Viscozitatea lubrifiantului $\eta$ , în cP sau Ns/m <sup>2</sup>	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-11
Temperatura medie de funcționare a filmului de lubrifiant $t_m$ , în °C	Se recomandă $50^\circ\text{C} \leq t_m \leq 90^\circ\text{C}$ [27, 32]; valo- rile mai mici se aleg pentru cazul mașinilor-unelte, cele mai mari pentru — mașinile termice
Turația de trecere la regimul de ungere fluidă $n_{tr}$ , în rot/min.	$n_{tr} = \frac{F_r}{C \eta V_f}, \text{ unde}$ $C = 1 \dots 8, \quad \begin{cases} C = 1, \text{ pentru } \frac{l}{d} = 0,5 \dots 1,5; \\ C = 3, \text{ pentru siguranță mărită;} \\ C = 1,5, \text{ pentru cuzinet din bronz} \\ \text{sau fontă antifricțiune;} \\ C = 2,5 \dots 4, \text{ pentru strat antifric-} \\ \text{țiune din babit.} \end{cases}$ <p>conform [5]</p> $V_f = \frac{\pi d_r^2}{4} l_r, \text{ în dm}^3;$ <p><math>F_r</math>, în daN; <math>\eta</math>, în cP.</p>
Tipul lubrifiantului	Se stabilește în funcție de viscozitatea minimă necesară, determinată anterior (v. tabelul AI-17)

Tabelul 35 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Coefficientul de portanță, $c_p$	$c_p = \frac{\eta \omega}{p_m \psi_1^2}, \text{ unde: } \begin{cases} \eta, \text{ în } \text{Ns/m}^2; \\ \omega, \text{ în rad/s}; \\ p_m, \text{ în } \text{N/m}^2; \\ \psi_1 = 10^{-3} \psi \end{cases}$
Grosimea minimă adimensională a filmului de lubrifianț, $\delta_i$	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-12
Grosimea minimă a filmului de lubrifianț $h_{min}$ , în mm	$h_{min} = \frac{1}{2} d_r \psi_1 \delta_i$
Grosimea maximă admisibilă a filmului de lubrifianț $h_a$ , în mm	$h_a = K_m (R_{maxf} + R_{maxc}) + \varphi \frac{l}{2},$ <p>unde:</p> <p><math>\varphi</math> — înclinația fusului din lagăr; rezultă din calculul de rigiditate al arborilor;</p> <p><math>K_m</math> — factorul de material (v. tabelul AI-19);</p> <p><math>R_{maxf}</math>, <math>R_{maxc}</math> — rugozitatea maximă a fusului și respectiv a cuzinetului; se stabilește în funcție de <math>R_a</math> prescrisă (v. fig. AI-13).</p> <p>În final se verifică:</p> $h_{min} < h_a$
Dimensiunile canalului de ungere, $a$ și $b$ , în mm	Se stabilesc cu ajutorul diagramei din fig. AI-14
 <p>Canal în V</p> <p>Canal dreptunghiular</p> <p>Canal semicircular</p>	
Coefficientul de debit, $c_q$	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-15
Debitul de lubrifianț din secțiunea maximă, $q_i$ , în l/s	$q_i = \frac{c_q n \psi_1 d_r^2 l_r}{4}, \text{ unde}$ $\begin{cases} n, \text{ în rot/s}; \\ d_r; l_r, \text{ în dm.} \end{cases}$
Coefficientul de pierderi de debit, $c_r$	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. AI-16
Scăpările de debit $q_z$ , în l/s	$q_z = c_r q_i$
Volumul de lubrifianț din bac $V_b$ , în l	$V_b = (2 \dots 5) q_z [32]$

Tabelul 35 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Coefficientul de frecare relativ $\mu_r$	Se stabilește cu ajutorul diagramei din fig. A1-17
Coefficientul de frecare efectiv $\mu$	$\mu = \mu_r \psi_1$
Puterea pierdută prin frecare $N_f$ , în daW	$N_f = \mu F_r v$ , $F_r$ , în daN; $v$ , în m/s
Căldura rezultată prin frecare $Q$ , în daW	$Q = N_f = \mu F_r v$
Coefficientul de convecție termică $\alpha$ , în $\frac{\text{daW}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$	Se recomandă [5]: $\alpha = 2$ , pentru convecție naturală; $\alpha = 0,7 + 1,2/\sqrt{v'}$ , pentru convecție forțată (cînd viteza aerului $v' > 1,2$ m/s).
Suprafața liberă a lagărului $A$ , în $\text{m}^2$	Se recomandă [5]: $A = (15 \dots 20) d_r l_r$ , pentru lagărele a căror carcasă face corp comun cu mașina; $A = \pi H_1 \left( L + \frac{H_1}{2} \right)$ , pentru lagăre independente; $H_1$ și $L$ — înălțimea și respectiv lungimea totală a lagărului, din tabelul A1-18.
Temperatura efectivă a filmului de lubrifiant $t_e$ , în $^\circ\text{C}$ .	$t_e = t_0 + \frac{\mu F_r v}{\alpha A}$ , unde $t_0$ este temperatura mediului ambiant, în $^\circ\text{C}$ . Se verifică: $t_e \leq t_m$

Tabelul 36

Particularitățile calculului lagărelor hidrodinamice cu răcire forțată [5, 55, 32, 27]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Se urmărește metoda prezentată în tabelul 35, calculîndu-se suplimentar:	
Debitul de lubrifiant necesar pentru răcire $q_s$ , în l/s	Se determină [5]: $q_s = \frac{\mu F_r v}{c_p(t_m - t_1)}$ , pentru cazul cînd lagărul nu are contact cu mediul ambiant; $t_1$ este temperatura lubrifiantului la intrare; $t_m - t_1 = \Delta t$ , se recomandă max. $20^\circ\text{C}$ ; $c_p \approx 180 \frac{\text{daN}}{1^\circ\text{C}}$ . $q_s = \frac{\mu F_r v - \alpha A (t_m - t_0)}{c_p (t_m - t_1)}$ , pentru cazul cînd lagărul are contact cu mediul ambiant a cărui temperatură este $t_0$ , în $^\circ\text{C}$ .

**204** Lagărul cu alunecare, al unei turbine cu abur, funcționează la turația  $n = 3000$  rot/min fiind solicitat de forța  $F_r = 800$  daN. Materialul din care se execută cuzinetul este Bz 4 ZnT, STAS 197-68.

Să se calculeze: presiunea medie din lagăr; mărimea jocului din lagăr; turația de trecere la regimul de ungere fluidă.

### Rezolvare :

Din tabelul AI-16 pentru cuzinetul din Bz 4 ZnT rezultă  $p_a = 100$  daN/cm<sup>2</sup>, coeficientul dimensional al lagărelor de turbină fiind  $\frac{l}{d} = 0,6 \dots 1,5$ . Se adoptă  $\frac{l}{d} = 1,5$ . Cu aceste date, se determină diametrul fusului :

$$\begin{cases} \frac{l}{d} = 1,5; \\ ld \geq \frac{F_r}{p_a} = \frac{800}{100}, \end{cases}$$

rezultînd :

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{p_a \left(\frac{l}{d}\right)}} = \sqrt{\frac{800}{100 \cdot 1,5}} = 2,31 \text{ cm.}$$

Din tabelul AI-18 se alege valoarea standardizată apropiată  $d_r = 25$  mm, în funcție de care se calculează  $l_r = 1,5 d_r = 1,5 \cdot 25 = 37,5$  mm.

Rezultă astfel :

$$p_m = \frac{F_r}{l_r d_r} = \frac{800}{2,5 \cdot 3,75} = 85,3 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 100 \text{ daN/cm}^2.$$

Se determină valoarea jocului relativ din lagăr — cunoscînd valoarea produsului  $nd_r = 3000 \cdot 25 = 7,5 \cdot 10^4$  mm · rot/min — și utilizînd figura AI-9, curba 2; rezultă  $\psi = 1,55\%$ .

Jocul absolut (v. tabelul 35) este :

$$S = \psi d_r = 1,55 \cdot 25 = 38,75 \text{ } \mu\text{m.}$$

Turația de trecere se calculează cu relația (v. tabelul 35) :

$$n_{tr} = \frac{F_r}{C\eta V_f} = \frac{800}{3 \cdot 55 \cdot 0,0184} = 253 \text{ rot/min,}$$

în care :  $F_r = 800$  daN ;  $C = 3$  (v. tabelul 35) ;  $V_f = \frac{\pi d_r^2}{4} l_r = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4}$

$\cdot 0,375 = 0,0184$  dm<sup>3</sup> ;  $\eta = 55$  cP  $\approx 0,055$  N · s/m<sup>2</sup> (v. fig. AI-11), viteza periferică fiind  $v = \frac{\pi d_r n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 25 \cdot 3000}{60 \cdot 1000} = 3,925$  m/s.

**205** Să se stabilească dimensiunile necesare ale lagărului care funcționează în condițiile de solicitare indicate în problema 204, astfel încât să se asigure o ungere fluidă, utilizând un ulei Tb 35, STAS 871-68. Să se determine presiunea medie din lagăr și jocul absolut, necesare pentru a asigura condiția de funcționare impusă.

### Rezolvare :

Pentru a funcționa în regim de ungere fluidă trebuie respectată condiția  $\frac{n}{n_{tr}} \geq 3$  [5], pentru calcul adoptându-se  $\frac{n}{n_{tr}} = 5$ .

Rezultă astfel

$$n_{tr} = \frac{n}{5} = \frac{3000}{5} = 600 \text{ rot/min.}$$

La această turație de trecere impusă, volumul fusului va trebui să aibă valoarea

$$V_f = \frac{F_r}{C\eta n_{tr}} = \frac{800}{3 \cdot 35 \cdot 600} = 0,0127 \text{ dm}^3 = 12,7 \text{ cm}^3,$$

unde :  $F_r = 800 \text{ daN}$ ,  $C = 3$ ,  $\eta = 35 \text{ cP}$  (v. tabelul AII-17).

Știind coeficientul dimensional  $\frac{l}{d} = 1,5$  (v. tabelul AI-16) se determină diametrul necesar al fusului :

$$V_f = \frac{\pi d^2 l}{4}; \quad \frac{l}{d} = 1,5,$$

rezultind :  $V_f = \frac{1,5\pi d^3}{4}$ , de unde  $d = \sqrt[3]{\frac{4V_f}{1,5\pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 12,7}{1,5 \cdot 3,14}} = 2,21 \text{ cm} = 22,1 \text{ mm}$ .

Se adoptă  $d_r = 25 \text{ mm}$  (v. tabelul AI-18), determinându-se  $l_r = 1,5 d_r = 1,5 \cdot 25 = 37,5 \text{ mm}$ .

Se recalculează turația de trecere :

$$n_{tr \text{ real}} = \frac{F_r}{C\eta V_{f \text{ real}}} = \frac{800}{3 \cdot 35 \cdot 0,0184} = 414 \text{ rot/min,}$$

unde :  $V_{f \text{ real}} = \frac{\pi d_r^2 l_r}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} \cdot 0,0375 = 0,0184 \text{ dm}^3$ .

Se verifică raportul  $\frac{n}{n_{tr \text{ real}}} = \frac{3000}{414} = 7,25 > 3$ , rezultind că se respectă condiția de ungere fluidă.



Presiunea medie din lagăr se calculează cu relația (v. tabelul 35) :

$$p_m = \frac{F_r}{d_r l_r} = \frac{800}{2,5 \cdot 3,75} = 85,3 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 100 \text{ daN/cm}^2,$$

(v. problema 204).

Jocul absolut se determină cu relația (v. tabelul 35)

$$S = \psi d_r = 1,55 \cdot 25 = 38,75 \text{ } \mu\text{m},$$

în care :

$\psi = 1,55 \text{ } \text{‰}$  (v. fig. AI-9), pentru  $d_r n = 25 \cdot 3000 = 7,5 \cdot 10^4 \text{ mm} \cdot \text{rot/min.}$

**206** Lagărele de alunecare ale unei osii, folosite într-o instalație de morărit, se realizează în varianta de ungere cu inel și bae proprie de ulei (v. fig. 138, c). Cunoscînd diametrul fusului  $d = 50 \text{ mm}$ ,  $l = 100 \text{ mm}$ ,  $F_r = 700 \text{ daN/lagăr}$  și  $n = 1000 \text{ rot/min}$  se cere să se stabilească : presiunea medie și materialul din care se execută lagărul ; jocul din lagăr ; viscozitatea și grosimea minimă a filmului de lubrifianț.

### Rezolvare :

Se calculează

$$p_m = \frac{F_r}{dl} = \frac{700}{5 \cdot 10} = 14 \text{ daN/cm}^2,$$

în funcție de  $p_m$  calculat, alegîndu-se din tabelul AI-16, pentru lagăr, material plastic (nylon) cu  $p_a = 60 \text{ daN/cm}^2$ .

Jocul absolut din lagăr se calculează cu relația (v. tabelul 35) :

$$S = \psi d_r = 5 \cdot 50 = 250 \text{ } \mu\text{m},$$

în care :  $\psi = 5 \text{ } \text{‰}$  (v. fig. AI-10 pentru lagăre de uz secundar).

Viscozitatea lubrifianțului se determină în funcție de  $p_m = 14 \text{ daN/cm}^2$  și  $v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 50 \cdot 1000}{60 \cdot 1000} = 2,62 \text{ m/s}$ , rezultînd  $\eta \approx 10 \text{ cP} \approx 10 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$  (v. fig. AI-11).

Se determină grosimea minimă a filmului de lubrifianț cu relația (v. tabelul 35) :

$$h_{min} = \frac{d}{2} \psi_1 \delta_i = \frac{50}{2} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,18 = 0,0225 \text{ mm},$$

în care :  $d = 50 \text{ mm}$ ,  $\psi_1 = \psi \cdot 10^{-3} = 5 \cdot 10^{-3}$ ,  $\delta_i = f\left(c_p; \frac{l}{a}\right) = 0,18$

(v. fig. AI-12) pentru  $\frac{l}{d} = \frac{100}{50} = 2$  și  $c_p = \frac{\eta \omega}{p_m \psi_1^2} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \cdot 104,6}{14 \cdot 10^5 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6}} = 0,0298$ ,

în care :

$$\eta = 10 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2; \quad \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,6 \text{ rad/s};$$

$$p_m = 14 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2; \quad \psi_1 = 5 \cdot 10^{-3}.$$

**207** Pentru lagărul din problema 206 se cere să se calculeze : cantitatea de căldură rezultată prin frecare ; debitul de lubrifiant necesar pentru a menține o temperatură a filmului de ulei  $t_m = 55^\circ\text{C}$ , temperatura uleiului la intrare fiind  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ , în cazul în care există o circulație forțată a lubrifiantului (v. fig. 139) și  $t_0 = 25^\circ\text{C}$ . Care ar fi temperatura filmului de lubrifiant dacă ungerea s-ar realiza cu inel, ca în figura 138, c?

### Rezolvare :

Cantitatea de căldură rezultată prin frecare se calculează cu relația (v. tabelul 35) :

$$Q = \mu F_r v = 6 \cdot 10^{-3} \cdot 700 \cdot 2,62 = 11 \text{ daW},$$

în care :

$$\begin{aligned} F_r &= 700 \text{ daN}; \quad v = 2,62 \text{ m/s}; \quad \mu = \mu_r \psi_1 = 1,2 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 10^{-3}; \\ \psi_1 &= 10^{-3} \psi = 5 \cdot 10^{-3} \quad (\psi = 5\text{‰}, \text{ v. fig. AI-10, lagăre de uz secundar}) \text{ și} \\ \mu_r &= f\left(c_p, \frac{l}{d}\right) = 1,2 \text{ (v. fig. AI-17), pentru } \frac{l}{d} = \frac{100}{50} = 2 \text{ și } c_p = \frac{\eta \omega}{p_m \psi_1^2} = \\ &= 0,0298 \text{ (v. problema 206).} \end{aligned}$$

Se determină debitul de lubrifiant (v. tabelul 36) :

$$\begin{aligned} q_s &= \frac{\mu F_r v - \alpha A (t_m - t_0)}{c_p (t_m - t_1)} = \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 700 \cdot 2,62 - 2 \cdot 0,0538 (55 - 25)}{180 (55 - 20)} = \\ &= 0,00123 \text{ l/s}, \end{aligned}$$

unde :

$$\alpha = 2 \text{ daW/m}^2\text{°C}; \quad \mu = 6 \cdot 10^{-3}; \quad F_r = 700 \text{ daN}; \quad v = 2,62 \text{ m/s}; \quad t_m = 55^\circ\text{C};$$

$$t_1 = 20^\circ\text{C}; \quad t_0 = 25^\circ\text{C}; \quad c_p = 180 \text{ daN/l }^\circ\text{C}; \quad A = \pi H_1 \left( L + \frac{H_1}{2} \right) =$$

$$= 3,14 \cdot 0,108 \left( 0,1 + \frac{0,108}{2} \right) = 0,0538 \text{ m}^2, \text{ pentru : } H_1 = 108 \text{ mm} = 0,108 \text{ m},$$

$$L = 100 \text{ mm} = 0,1 \text{ m (v. tabelul AI-18).}$$

Temperatura filmului de lubrifiant pentru cazul răcirii și ungerii cu baie proprie

$$t_e = t_0 + \frac{\mu F_r v}{\alpha A} = 25 + \frac{6 \cdot 10^{-3} \cdot 700 \cdot 2,62}{2 \cdot 0,0538} = 129,2^\circ\text{C}.$$

**208** Lagărele de alunecare — de la un motor diesel — sînt executate din Bz Sn P15, STAS 1512-67 ; dimensiunea arborelui este  $d=60$  mm. Știind că regimul de solicitare al lagărelor este caracterizat prin  $F_r = 2850$  daN/lagăr și  $n = 2000$  rot/min, să se determine : mărimea jocului din lagăr ; tipul lubrifiantului ce poate fi utilizat ; debitul de lubrifiant necesar pentru răcire, dacă se impune temperatura de funcționare a filmului  $t_m \leq 60^\circ\text{C}$ .

### Rezolvare :

Din figura AI-10, curba 2, pentru lagărele de uz general, rezultă jocul relativ  $\psi = 1,9\text{‰}$ , jocul absolut fiind (v. tabelul 35) :

$$S = \psi d = 1,9 \cdot 60 = 114 \text{ } \mu\text{m}.$$

Pentru stabilirea tipului de lubrifiant se determină viscozitatea, în funcție de viteza periferică a fusului și presiunea medie din lagăr (v. fig. AI-11) :

$$p_m = \frac{F_r}{dl} = \frac{2850}{6 \cdot 4,8} = 99 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 125 \dots 250 \text{ daN/cm}^2,$$

pentru  $\frac{l}{d} = 0,8$  (v. tabelul AI-16) și respectiv  $l = 0,8 d = 0,8 \cdot 60 = 48 \text{ mm}$  ;

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 6,28 \text{ m/s},$$

rezultînd

$$\eta \approx 70 \text{ cP} \approx 0,07 \text{ Ns/m}^2,$$

în funcție de care se alege din tabelul AII-17, ulei M40 Extra, STAS 871-68.

Se calculează debitul de lubrifiant necesar pentru răcire (v. tabelul 36) :

$$q_s = \frac{\mu F_r v}{\sigma \rho (t_m - t_1)} = \frac{0,01805 \cdot 2850 \cdot 6,28}{180(60 - 40)} = 0,0894 \text{ l/s},$$

unde :  $F_r = 2850 \text{ daN}$  ;  $v = 6,28 \text{ m/s}$  ;  $t_m = 60^\circ$  ;  $t_1 = 40^\circ$  (s-a adoptat  $\Delta t = 20^\circ\text{C}$ , v. tabelul 36) ;  $\mu = \mu_r \psi_1$ ,  $\mu_r$  alegîndu-se în funcție de mărimea coeficientului de portanță :

$$e_p = \frac{\eta \omega}{p_m \psi_1^2} = \frac{0,07 \cdot 208}{99 \cdot 10^5 \cdot 1,9^2 \cdot 10^{-6}} = 0,408,$$

unde :

$$\eta = 0,07 \text{ Ns/m}^2 ; \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30} = 208 \text{ rad/s} ; p_m = 99 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 ;$$

$$\psi_1 = \psi \cdot 10^{-3} = 1,9 \cdot 10^{-3}.$$

Rezultă astfel  $\mu_r = 9,5$  (v. fig. AI-17) și deci  $\mu = 9,5 \cdot 1,9 \cdot 10^{-3} = 0,01805$ .

**209** Lagărele de alunecare, de la un amestecător din industria alimentară, funcționează la turația de 450 rot/min, fiind încărcat cu o forță  $F_r = 1200$  daN/lagăr. Lagărele funcționează cu răcire naturală utilizând o baie proprie de ulei (v. fig. 138, c). Impunând temperatura medie de funcționare a filmului de lubrifianț  $t_m \leq 55^\circ\text{C}$  se cere să se determine: dimensiunile minime ale lagărului în cazul în care cuzinetul se execută din *lignoston* (cu  $p_a = 40 \dots 100$  daN/cm<sup>2</sup>); jocul absolut din lagăr; volumul de lubrifianț din baia de ulei; turația de trecere la regimul de ungere fluidă.

### Rezolvare :

Alegînd coeficientul dimensional  $\frac{l}{d} = 0,8$  (v. tabelul AI-16) se determină :

$$\frac{l}{d} = 0,8; \quad ld \geq \frac{F_r}{p_a} = \frac{1200}{50},$$

de unde :

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{p_a \left( \frac{l}{d} \right)}} = \sqrt{\frac{1200}{50 \cdot 0,8}} = 5,5 \text{ cm} = 55 \text{ mm}.$$

Se rotunjește valoarea calculată (v. tabelul AI-18), la o valoare standardizată și se adoptă  $d_r = 60$  mm rezultînd apoi

$$l_r = 0,8 \cdot d_r = 0,8 \cdot 60 = 48 \text{ mm}.$$

Jocul absolut din lagăr se calculează cu relația (v. tabelul 35) :

$$S = \psi d_r = 4,5 \cdot 60 = 270 \text{ } \mu\text{m},$$

în care :  $\psi = 4,5 \text{ } \text{‰}$  (v. fig. AI-10, curba 3), pentru lagărele de uz secundar.

Volumul lubrifianțului din baie se calculează cu relația (v. tabelul 35)

$$V_b = 5q_z = 5 \cdot 6,57 \cdot 10^{-3} = 0,03285 \text{ l},$$

pentru  $q_z = c_r q_t = 0,9 \cdot 7,3 \cdot 10^{-3} = 6,57 \cdot 10^{-3}$  l/s;  $c_r = f(c_p) \approx 0,9$  (v. fig. AI-16);

$$c_p = \frac{\eta \omega}{p_m \psi_1^2} = \frac{52 \cdot 10^{-3} \cdot 47,2}{41,6 \cdot 10^5 \cdot 4,5^2 \cdot 10^{-6}} = 0,0292; \quad \eta = f(p_m, v) \approx 52 \text{ cP} \approx$$

$$\approx 52 \cdot 10^{-3} \text{ Ns/m}^2 \text{ (v. fig. AI-11); } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 450}{30} = 47,2 \text{ rad/s};$$

$$\psi_1 = 10^{-3}\psi = 4,5 \cdot 10^{-3}; \quad p_m = \frac{F_r}{l_r d_r} = \frac{1200}{6 \cdot 4,8} = 41,6 \text{ daN/cm}^2 < p_a;$$

$$v = \frac{\pi d_r n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 60 \cdot 450}{60 \cdot 1000} = 1,41 \text{ m/s};$$

$$q_s = \frac{c_a n \psi_1 d_r^2 l_r}{4} = \frac{5 \cdot 450 \cdot 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,6^2 \cdot 0,48}{4 \cdot 60} = 7,3 \cdot 10^{-3} \text{ l/s},$$

unde :

$$c_a = f(c_p) \approx 5 \text{ (v. fig. AI-15)}; \quad n = \frac{450}{60} \text{ rot/s}; \quad d = 0,6 \text{ dm}; \quad l = 0,48 \text{ dm}.$$

Turația de trecere la regimul de ungere lichidă se determină cu relația (v. tabelul 35):

$$n_{tr} = \frac{F_r}{C \eta V_f} = \frac{1200}{1 \cdot 52 \cdot 0,136} = 169 \text{ rot/min},$$

în care :

$$F_r = 1200 \text{ daN}; \quad \eta = 52 \text{ cP}; \quad C = 1; \quad V_f = \frac{\pi d_r}{4} l_r = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cdot 0,48 =$$

$$= 0,136 \text{ dm}^3.$$

**210** Lagărele cu alunecare ale unei mașini-unelte funcționează, în condițiile mediului ambiant, la  $n = 1800 \text{ rot/min}$ , fiind încărcate cu o forță  $F_r = 4500 \text{ daN/lagăr}$ . Impunind temperatura de funcționare a filmului de lubrifianț  $t_m = 40^\circ\text{C}$ , se cere să se determine: dimensiunile lagărului și materialul din care este executat; tipul lubrifianțului utilizat; debitul de lubrifianț necesar pentru răcirea fiecărui lagăr; turația de trecere la regimul de ungere fluidă.

**211** Lagărele cu alunecare, ale unui laminor, au dimensiunile  $d = 100 \text{ mm}$ ,  $l = 110 \text{ mm}$ . Turația de funcționare fiind  $n = 1200 \text{ rot/min}$  și sarcina  $F_r = 9500 \text{ daN/lagăr}$ . Să se determine: materialul din care poate fi executat cuzinetul; tipul lubrifianțului ce poate fi utilizat; temperatura la care trebuie introdus lubrifianțul de răcire pentru a menține o temperatură a filmului  $t_m = 65^\circ\text{C}$ , pentru un debit  $q_s = 0,05 \text{ l/s}$ .

**212** În construcția unei mașini-unelte se utilizează lagăre cu alunecare. Cunoscând  $d = 60 \text{ mm}$ ,  $l = 100 \text{ mm}$  și turația de funcționare  $n = 1500 \text{ rot/min}$  să se determine: sarcina maximă de încărcare pentru cazul când cuzinetul este realizat din *Babmetal* (Y-PbSn 10, STAS 202-73); pentru cazul încărcării la limită, să se determine temperatura maximă la care ajunge filmul, dacă debitul de lubrifianț pentru răcire este  $q_s = 0,02 \text{ l/s}$ , iar temperatura lubrifianțului la intrare este  $t_1 = 15^\circ\text{C}$ .

**213** Arborele unui laminor pentru mase plastice se sprijină pe două lagăre cu alunecare cu  $d = 80$  mm și  $l = 120$  mm. Lagărele funcționează la  $n = 600$  rot/min și  $F_r = 4850$  daN/lagăr. Să se determine : viscozitatea lubrifiantului ce trebuie utilizat, temperatura medie de funcționare a lubrifiantului, pentru un debit  $q_s = 1,1$  l/min; dimensiunile canalului de ungere.

**214** Lagărele cu alunecare ale unei mori de cereale funcționează cu ungere cu inel. Știind că regimul de solicitare este  $F_r = 950$  daN/lagăr și  $n = 1500$  rot/min, diametrul fusului, determinat din condițiile de încărcare, fiind  $d = 60$  mm, să se determine : presiunea de contact efectivă și tipul de material ce trebuie utilizat pentru construcția cuzinetului; viscozitatea lubrifiantului ce trebuie utilizat; volumul de ulei din baia lagărului (lagărul funcționînd cu bae proprie de ungere și răcire).

Rulmenții sînt lagăre de rostogolire cu elemente intermediare (bile, role) montate între două inele — interior și exterior — sau fără inele.

### NOTAȚII FOLOSITE

$a$	— parametrul care ține seama de tipul ungerii și răcirii;
$C, C_0$	— capacitatea de încărcare dinamică, respectiv statică;
$f_0$	— factorul de siguranță pentru solicitarea statică;
$f_a$	— factorul suplimentar; se folosește în funcție de regimul de funcționare al mașinilor;
$f_s$	— factorul de șoc; se folosește în cazul sarcinilor cu șoc, la rulmenții roților autovehiculelor;
$f_t$	— factorul de temperatură;
$f_z$	— factorul suplimentar; se folosește în funcție de viteza periferică și calitatea elementelor de antrenare;
$F_r, F_a$	— sarcina radială, respectiv axială care solicită rulmentul;
$F_{adm}$	— sarcina axială admisibilă la rulmenții cu role, cu gulere la inelul interior și exterior;
$F_{a\ min}$	— sarcina axială minimă pentru un rulment axial;
$L$	— durabilitatea calculată sau nominală în milioane de rotații ale inelului interior;
$L_h$	— durata de funcționare a rulmentului, în ore;
$L_{h1}, L_{h2} \dots$	— durata de funcționare corespunzătoare perioadei de acționare a forțelor $P_1, P_2 \dots$ ;
$M$	— coeficient, specific rulmenților axiali, pentru limitarea valorii minime a sarcinii axiale;
$n_{1,2,3} \dots$	— turația (turațiile) de regim;
$p$	— exponentul durabilității; depinde de felul contactului dintre corpul de rostogolire și inele (experimental: $p = 3$ pentru rulmenții cu bile și $p = 10/3$ pentru rulmenții cu role);
$P, P_0$	— sarcina echivalentă, pentru rulmenții cu $n > 10$ , respectiv cu $n < 10$ ;
$P_m$	— sarcina medie de calcul;
$Q$	— constanta încărcării axiale (pentru rulmenții cu role cilindrice);

- $q_{1,2,3...}$  — perioada de timp în care acționează forțele  $P_1, P_2...$  asupra rulmentului;  
 $V$  — factorul care ține seama care inel se rotește:  $V = 1$ , inel interior rotitor;  $V = 1,2$ , inel exterior rotitor;  
 $X, Y$  — factorul radial, respectiv axial [56, 57].

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Rulmentii se aleg sau se verifică — în funcție de elementele cunoscute — cu relațiile indicate în tabelele 37 și 38.

Tabelul 37

Metodica și relațiile pentru alegerea și verificarea rulmenților  
[13, 39, 56, 57]

Regim de funcționare	Cazul de rezolvare	Elemente cunoscute	Relațiile de calcul	Relațiile ajutătoare de calcul
$n < 10$	1	$C_0, P_0$	$f_0 = \frac{C_0}{P_0}$	$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a$ ;
	2	$P_0, f_0$	$C_0 > P_0 f_0$	$X_0, Y_0$ — coeficienți caracteristici tipului de rulment adoptat [56; 57];
	3	$C_0, f_0$	$P_0 \leq \frac{C_0}{f_0}$	$f_0$ — v. tabelul A1-20.
$n > 10$	4	$F_r, F_a$ $n, C$	$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p = \frac{L_h n 60}{10^6}$	$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 n}$ ;
	5	$F_r, F_a$ $n, L, L_h$	$C = P \sqrt[p]{L}$	$e = f \left( \frac{F_a}{C_0} \right)$ ;
	6	$n, C$ $L, L_h$	$P = \frac{C}{\sqrt[p]{L}}$	Cazuri posibile:
	7	$F_r, F_a$ $C, L, L_h$	$n = \frac{L \cdot 10^6}{L_h 60}$	a) $\frac{F_a}{F_r} \geq e$ ; $P = X V F_r + Y F_a$ ; b) $\frac{F_a}{F_r} < e$ ; $P = X V F_r$ , $X, Y$ din [56, 57]

Relațiile și metodică de calcul — pentru cazul sarcinilor și turațiilor constante — sînt prezentate în tabelul 37, proiectantul urmînd să stabilească — în funcție de elementele cunoscute — în care caz de rezolvare se încadrează problema respectivă.

La rulmenții radiali cu role cilindrice — cu gulere la inelul exterior și interior — sarcina axială admisibilă la valori medii ale turației, se determină cu relația [56, 57]:

$$F_{adm} = a \frac{Q}{n} \text{ daN},$$



limitându-se la valorile :

- pentru rulmenții din seria îngustă 10, 2, 3, 4,  $F_{adm} < 0,5 C_0$  ;
- pentru rulmenții din seria lată 22 și 23,  $F_{adm} < 0,3 C_0$ .

Funcționarea rulmenților axiali — la turații mari — este necorespunzătoare. Pentru a asigura o funcționare corespunzătoare, rulmentul trebuie să fie solicitat de o forță axială minimă [13, 39, 56, 57] :

$$F_{adm} = M \left( \frac{n}{1000} \right)^2 \text{ daN},$$

unde :  $M$  este o constantă caracteristică rulmenților axiali [56, 57].

Într-o serie de cazuri, sarcinile și turațiile — pe toată durata de funcționare — nu sînt constante. Este cazul rulmenților care funcționează în *regim nestaționar* (de exemplu : rulmenții întrebuițați la mașinile-unelte, dar, în special, rulmenții folosiți în construcția automobilelor și tractoarelor).

Rulmenții care funcționează în regim nestaționar se calculează în funcție de o sarcină echivalentă  $P_m$ , considerînd că la această sarcină rulmenții ar fi exploatați în regim staționar, cu aceeași durabilitate ca și în cazul funcționării în regimul nestaționar dat. Această sarcină echivalentă este denumită *sarcină medie de calcul*, determinîndu-se cu relațiile indicate în tabelul 38 [39, 56, 57], în funcție de mărimea variabilă.

Tabelul 38

Relațiile pentru alegerea și verificarea rulmenților care funcționează în regim nestaționar [39, 56, 57]

Mărimea variabilă	Valoarea medie a mărimii variabile	Relația de calcul în care intră mărimea calculată
Turația	$n_m = \frac{q_1}{100} n_1 + \frac{q_2}{100} n_2 + \dots + \frac{q_n}{100} n_n$	$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 n_m}$ ; $L = \frac{L_h n_m 60}{10^6}$
Sarcina	$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{q_2}{100} + \dots + P_n^3 \frac{q_n}{100}}$	$L = \left( \frac{C}{P_m} \right)^p$ ; $C = P_m \sqrt[p]{L}$
Turația și sarcina	$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{n_1}{n_m} \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{n_2}{n_m} \frac{q_2}{100} + \dots + P_n^3 \frac{n_n}{n_m} \frac{q_n}{100}}$	$L = \left( \frac{C}{P_m} \right)^p$ ; $L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 n_m}$ $L_{hm} = \frac{10^5}{q_1/L_{h1} + q_2/L_{h2} + \dots + q_n/L_{hn}}$ (**)
Turație constantă, variația liniară a sarcinii	$P_m = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3}$	$L = \left( \frac{C}{P_m} \right)^p$ ; $C = P_m \sqrt[p]{L}$

\*)  $n_m$  se determină cu relația din primul aliniat ( $n \neq \text{ct.}$ )

\*\*)  $L_{h1}, L_{h2}, \dots, L_{hn}$  — duratele de funcționare, în mii ore, corespunzătoare fiecărui regim de funcționare, definit de  $q_1, q_2, \dots, q_n$ .

$$L_1 = \left( \frac{C}{P_1} \right)^p ; L_{h1} = \frac{L_1 \cdot 10^3}{60 n_1} \text{ [mii ore] ;}$$

$$L_2 = \left( \frac{C}{P_2} \right)^p ; L_{h2} = \frac{L_2 \cdot 10^3}{60 n_2} \text{ [mii ore] } \dots \text{ etc.}$$

Cazurile de rezolvare rămân identice cu cele prezentate în tabelul 37 însă, elementele componente ale relațiilor se determină în funcție de mărimile variabile care intervin (v. tabelul 38).

Durabilitatea rulmenților se determină cu relația :

$$L = \left( \frac{C f_t}{f_s f_z f_a P_m} \right)^p.$$

În cazul în care temperatura de funcționare este mai mică de 120°C\*) și nu se impun condiții speciale — sarcini cu șoc, viteza periferică, calitatea elementelor de antrenare și specificul utilajelor — se consideră  $f_t = f_s = f_z = f_a = 1$ , relația de calcul a durabilității fiind de forma  $L = \left( \frac{C}{P} \right)^p$ . Dacă se impun condiții speciale, se introduc factorii de corecție :  $f_s$  — conform tabelului AI-22 ;  $f_z$  — conform tabelului AI-23 și  $f_a$  — conform tabelului AI-24 [56, 57].

La un ansamblu de rulmenți identici, capacitatea de încărcare dinamică a sistemului nu este egală cu capacitatea de încărcare a unui singur rulment multiplicată cu numărul de rulmenți ; s-au determinat experimental coeficienții care stabilesc capacitatea de încărcare a ansamblului de rulmenți (tabelul 39) [13, 56, 57].

Tabelul 39

Capacitatea de încărcare a ansamblurilor de rulmenți  
[39, 56, 57]

Tipul rulmentului	Nr. de rulmenți	Capacitatea de încărcare dinamică	Capacitatea de încărcare statică
Rulmenți radiali și radiali axiali cu bile	2	$C = 1,625 C_1$	$C_0 = 2C_{01}$
	3	$C = 2,20 C_1$	$C_0 = 3C_{01}$
Rulmenți radiali — axiali cu role conice	2	$C = 1,715 C_1$	$C_0 = 2C_{01}$
	3	$C = 2,35 C_1$	$C_0 = 3C_{01}$

Observație :  $C_{01}$ ,  $C_1$  — capacitatea de încărcare statică, respectiv dinamică a unui rulment.

**215** Să se determine durabilitatea rulmentului radial cu bile 6305 solicitat de o forță radială constantă  $F_r = 200$  daN la o turație  $n = 1000$  rot/min.

### Rezolvare :

Corespunde cazului 4 de rezolvare (v. tabelul 37), cunoscându-se  $F_r$ ,  $n$  și  $C$  ;  $C$  se determină din [56, 57], în funcție de tipul rulmentului.

\*) Dacă temperatura este mai mare de 120°C se introduce factorul  $f_t$ , ale cărui valori se iau din tabelul AI-21.

Se calculează durabilitatea

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \left( \frac{1660}{200} \right)^3 = 572 \text{ milioane rotații,}$$

unde:  $C = 1660 \text{ daN}$ ;  $P = F_r = 200 \text{ daN}$ .

Durata de funcționare a rulmentului

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{572 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60} = 9533 \text{ ore.}$$

**216** Asupra rulmentului 6305 acționează atât forțe radiale cât și axiale. Știind că forța radială este  $F_r = 200 \text{ daN}$  să se determine care este durabilitatea rulmentului (pentru  $n = 1000 \text{ rot/min}$ ) în cazul în care acționează în același timp și o forță axială  $F_a = 40 \text{ daN}$ . Cu cât se micșorează durabilitatea rulmentului, dacă valoarea forței axiale este  $F_a = 125 \text{ daN}$ ?

### Rezolvare :

Conform tabelului 37, corespunde cazului 4 de rezolvare. Din [56, 57] rezultă:  $C = 1660 \text{ daN}$ ,  $C_0 = 1040 \text{ daN}$ .

Se determină :

$$a) \frac{F_a}{C_0} = \frac{40}{1040} = 0,0384 \text{ pentru care } e = 0,24;$$

$$b) \frac{F_a}{C_0} = \frac{125}{1040} = 0,12, \text{ pentru care } e = 0,304.$$

Se calculează raportul  $F_a/F_r$ ,

$$a) \frac{F_a}{F_r} = \frac{40}{200} = 0,2 < e = 0,24; P = F_r = 200 \text{ daN};$$

$$b) \frac{F_a}{F_r} = \frac{125}{200} = 0,625 > e = 0,304;$$

$P = XVF_r + YF_a = 0,56 \cdot 1 \cdot 200 + 1,43 \cdot 125 = 291 \text{ daN}$ ,  
cu:  $X = 0,56$ ,  $Y = 1,43$ ,  $V = 1$ .

Se stabilește durabilitatea pentru cele două cazuri:

$$a) L = \left( \frac{1660}{200} \right)^3 = 572 \text{ milioane rotații}; L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{572 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 60} = 9530 \text{ ore,}$$

$$\text{b) } L = \left( \frac{1660}{291} \right)^3 = 185 \text{ milioane rotații; } L_{hb} = \frac{L 10^6}{n 60} = \frac{185 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 60} = 3083 \text{ ore,}$$

de unde :

$$\frac{L_{ha}}{L_{hb}} = \frac{9530}{3083} = 3,09,$$

durabilitatea rulmentului micșorându-se de 3,09 ori.

**217** Care este rulmentul radial ce poate fi montat pe un arbore cu diametrul  $d = 55 \dots 60$  mm, știind că lagărul este solicitat de o forță radială  $F_r = 500$  daN, la o turație  $n = 1600$  rot/min, trebuind asigurată o funcționare  $L_h = 12\,500$  ore? Dar în cazul în care acționează și o forță axială  $F_a = 150$  daN?

### Rezolvare :

Conform tabelului 37, corespunde cazului 5 de rezolvare.  
Se calculează

$$P = F_r = 500 \text{ daN;}$$

$$L = \frac{L_h n 60}{10^6} = \frac{12500 \cdot 1600 \cdot 60}{10^6} = 1200 \text{ milioane rotații,}$$

$$C = 500 \sqrt[3]{1200} = 5315 \text{ daN.}$$

Din [56, 57], în funcție de capacitatea dinamică  $C$ , se poate alege unul din rulmenții :

6311 cu  $C = 5600$  daN; 6212 cu  $C = 4050$  daN; 6312 cu  $C = 6400$  daN.

În cazul în care acționează și forța axială  $F_a = 150$  daN, problema se poate rezolva numai prin încercări — verificându-se un rulment adoptat — deoarece în relația  $C = P \sqrt[p]{L}$  sînt două necunoscute\*), în funcție de care se aleg coeficienții  $X$  și  $Y$ .

Pentru intervalul impus de diametre, se aleg rulmenții indicați în tabelul 40.

Conform relației  $L = \left( \frac{C}{P} \right)^p$  se obține :

6212 415 mil. rot., rezultînd  $L_h = 4320$  ore;

6311 1000 mil. rot., rezultînd  $L_h = 10450$  ore;

6312 1425 mil. rot., rezultînd  $L_h = 14820$  ore.

---

\*) Capacitatea de încărcare dinamică și statică.

Datele caracteristice ale rulmenților pentru problema 217

Rulmentul	$C$ , daN	$C_0$ , daN	$\frac{F_a}{C_0}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r}$	$X$	$Y$	$P$ , daN
6212	4050	3200	0,0468	0,2468	$0,3 > e$	0,56	1,75	543
6311	5600	4250	0,0353	0,234	$0,3 > e$		1,89	559
6312	6400	4800	0,0313	0,229	$0,3 > e$		1,92	568

Se poate accepta un rulment 6312 cu  $L_h > L_{h \text{ impus}}$ . În cazul în care condițiile de montaj ale rulmentului permit înlocuirea acestuia, poate fi folosit rulmentul 6212; se întrebuintează trei rulmenți — fiecare înlocuindu-se după cca 4300 ore — pe toată durata de funcționare.

*Observație.* În cazul în care raportul  $\frac{F_a}{F_r}$  este mai mic decât factorul  $e$  — luat din catalog — se poate determina capacitatea de încărcare necesară a rulmenților cu bile, în relația sarcinii echivalente introducându-se  $X = 1$  și  $Y = 0$ .

**218** Care este durabilitatea rulmentului radial cu bile pe un rînd 6408 ( $C = 5000$  daN,  $C_0 = 3750$  daN), dacă asupra acestuia acționează o sarcină radială  $F_r = 600$  daN și una axială  $F_a = 175$  daN, la o turație  $n = 1000$  rot/min. Rulmentul este montat pe arborele unei mașini-unelte, factorul suplimentar fiind  $f_a = 1,5$ .

### Rezolvare :

Correspunde cazului 4 de rezolvare (v. tabelul 37), fiind date :  $F_r$ ,  $F_a$ ,  $n$ ,  $C$ ,  $C_0$ .

În funcție de  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{175}{3750}$  se determină  $e = 0,2466$  și  $Y = 1,76$ ;

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{175}{600} = 0,292 > e.$$

Sarcina echivalentă este în acest caz :

$$P = 0,56 F_r + 1,76 F_a = 0,56 \cdot 600 + 1,76 \cdot 175 = 644 \text{ daN},$$

sarcina echivalentă corectată fiind :

$$P' = f_a P = 1,5 \cdot 644 = 966 \text{ daN}.$$

Durabilitatea

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p = \left( \frac{5000}{966} \right)^3 = 138 \text{ milioane rotații},$$

iar durata de funcționare

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} = \frac{138 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60} = 2300 \text{ ore.}$$

**219** Să se stabilească care este rulmentul radial cu bile pe un rând, care asigură o durată de funcționare  $L_h = 5000$  ore, la turația  $n = 1000$  rot/min. Regimul de funcționare al rulmentului este:  $P_1 = 300$  daN, la  $L_{h1} = 1200$  ore;  $P_2 = 500$  daN, la  $L_{h2} = 1000$  ore și  $P_3 = 180$  daN, la  $L_{h3} = 2800$  ore. Diametrul fusului  $d = 35$  mm.

### Rezolvare :

Se calculează sarcina medie  $P_m$  conform tabelului 38 :

$$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{q_2}{100} + P_3^3 \frac{q_3}{100}} =$$

$$= \sqrt[3]{300^3 \frac{24}{100} + 500^3 \frac{20}{100} + 180^3 \frac{56}{100}} = 325 \text{ daN,}$$

unde :

$$q_1 = \frac{L_{h1}}{L_h} \cdot 100 = \frac{1200}{5000} \cdot 100 = 24 \%;$$

$$q_2 = \frac{L_{h2}}{L_h} \cdot 100 = \frac{1000}{5000} \cdot 100 = 20 \%;$$

$$q_3 = \frac{L_{h3}}{L_h} \cdot 100 = \frac{2800}{5000} \cdot 100 = 56 \%.$$

Se determină durabilitatea

$$L = \frac{60 L_h n}{10^6} = \frac{60 \cdot 5000 \cdot 1000}{10^6} = 300 \text{ milioane rotații,}$$

obținându-se capacitatea dinamică

$$C = \sqrt[3]{L P_m} = \sqrt[3]{300 \cdot 325} = 2170 \text{ daN.}$$

Din [56, 57] se adoptă rulmentul 6207 cu  $C = 2000$  daN.

**220** Să se stabilească rulmentul radial cu bile, pe un rind, care poate să asigure o durată de funcționare  $L_h = 8000$  ore, în următorul regim de funcționare;  $L_{h1} = 1800$  ore la  $n_1 = 1700$  rot/min și  $P_1 = 100$  daN;  $L_{h2} = 3000$  ore la  $n_2 = 800$  rot/min și  $P_2 = 400$  daN;  $L_{h3} = 3200$  ore la  $n_3 = 1000$  rot/min și  $P_3 = 250$  daN. Diametrul fusului este  $d = 40$  mm.

### Rezolvare :

Se calculează sarcina medie (v. tabelul 38) :

$$P_m = \sqrt[3]{P_1^3 \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^3 \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + P_3^3 \frac{n_3}{n_m} \cdot \frac{q_3}{100}};$$

unde :

$$q_1 = \frac{L_{h1}}{L_h} \cdot 100 = \frac{1800}{8000} \cdot 100 = 22,5 \%;$$

$$q_2 = \frac{L_{h2}}{L_h} \cdot 100 = \frac{3000}{8000} \cdot 100 = 37,5 \%;$$

$$q_3 = \frac{L_{h3}}{L_h} \cdot 100 = \frac{3200}{8000} \cdot 100 = 40 \%;$$

$$\begin{aligned} n_m &= n_1 \frac{q_1}{100} + n_2 \frac{q_2}{100} + n_3 \frac{q_3}{100} = 1700 \frac{22,5}{100} + 800 \frac{37,5}{100} + 1000 \frac{40}{100} = \\ &= 1080 \text{ rot/min}; \end{aligned}$$

obținându-se

$$\begin{aligned} P_m &= \sqrt[3]{100^3 \frac{1700}{1080} \cdot \frac{22,5}{100} + 400^3 \frac{800}{1080} \cdot \frac{37,5}{100} + 250^3 \frac{1000}{1080} \cdot \frac{40}{100}} = \\ &= 295 \text{ daN}. \end{aligned}$$

Durabilitatea rulmentului este

$$L_m = \frac{60 L_h n_m}{10^6} = \frac{60 \cdot 8000 \cdot 1080}{10^6} = 518 \text{ milioane rotații},$$

iar capacitatea dinamică a acestuia

$$C = \sqrt[3]{L_m} \cdot P_m = \sqrt[3]{518} \cdot 295 = 2360 \text{ daN}.$$

Din [56, 57] se alege rulmentul 6208, cu  $C = 2400$  daN.

**221** Ce rulmenți radial-axiali cu bile — montați perechi — se pot folosi, pentru a prelua o sarcină radială  $F_r = 150$  daN și una axială  $F_a = 600$  daN, la o turație  $n = 1250$  rot/min, timp de 15000 ore de funcționare. Temperatura de regim este de  $200^\circ\text{C}$ . Care tip de montaj este mai avantajos: tandem, O sau X?

### Rezolvare :

La rulmenții radial-axiali, montați perechi, factorul  $e$  este 1,14 [56, 57]. Se compară raportul  $F_a/F_r = 600/150 = 4$ , cu factorul  $e$ , rezultând  $4 > e = 1,14$ .

Se determină sarcina echivalentă [39, 56, 57] pentru  $F_a/F_r > e$ :  
— rulmenți montați tandem :

$$P = 0,35 F_r + 0,57 F_a = 0,35 \cdot 150 + 0,57 \cdot 600 = 394,5 \text{ daN};$$

— rulmenți montați O și X :

$$P = 0,57 F_r + 0,93 F_a = 0,57 \cdot 150 + 0,93 \cdot 600 = 643,5 \text{ daN}.$$

Durabilitatea corespunzătoare unei durate de funcționare  $L_h = 15000$  ore, la o turație  $n = 1250$  rot/min, este

$$L = \frac{L_h n 60}{10^6} = \frac{15000 \cdot 1250 \cdot 60}{10^6} = 1125 \text{ milioane de rotații}.$$

Se determină capacitatea de încărcare dinamică :

$$\text{— rulmenți montați tandem : } C_t = P \sqrt[3]{L} = 394,5 \sqrt[3]{1125} = 4103 \text{ daN};$$

$$\text{— rulmenți montați O și X : } C_t = P \sqrt[3]{L} = 643,5 \sqrt[3]{1125} = 6692 \text{ daN}.$$

Deoarece rulmenții funcționează la o temperatură mai mare de  $120^\circ\text{C}$  se determină capacitatea de încărcare necesară, în funcție de factorul de temperatură  $f_t = 0,85$  (v. tabelul AI-19) :

$$\text{— rulmenți montați tandem, } C = \frac{C_t}{f_t} = \frac{4103}{0,85} = 4827 \text{ daN};$$

$$\text{— rulmenți montați X și O, } C = \frac{C_t}{f_t} = \frac{6692}{0,85} = 7873 \text{ daN}.$$

Corespunzător capacității de încărcare necesară se aleg rulmenții :

— tandem : 7308 B—WT cu  $C = 6300$  daN;  $C_0 = 5700$  daN;

— O și X : 7310 B—WT cu  $C = 9000$  daN;  $C_0 = 8500$  daN.

Din punct de vedere al dimensiunilor este mai avantajos montajul tandem; acesta poate prelua sarcina axială numai într-un singur sens.



**222** Rulmentul radial-axial cu bile pe două rînduri 3210 — cu  $C=4550$  daN — trebuie să asigure o durată de funcționare de  $L_h = 20000$  ore, la  $n=1000$  rot/min. Care este sarcina radială și axială pe care o poate prelua, știind că  $F_r = 2F_a$ ? Care este durata de funcționare a rulmentului — în procente, din durata impusă — în cazul în care asupra lagărului acționează o forță radială  $F_r = 500$  daN, păstrînd raportul  $F_r = 2F_a$ ?

### Rezolvare :

Cunoscînd durata de funcționare se determină durabilitatea :

$$L_1 = \frac{60 n L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 20000}{10^6} = 1200 \text{ milioane rotații.}$$

Conform relațiilor corespunzătoare cazului 6 (v. tabelul 37) :

$$P_1 = \frac{C}{\sqrt[p]{L}} = \frac{4550}{\sqrt[3]{1200}} = \frac{4550}{10,65} = 427 \text{ daN,}$$

dar :

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0,5 < e = 0,95 \text{ (din [56, 57]).}$$

Prin urmare :

$$P_1 = F_{r1} + 0,66 F_{a1}.$$

Ținînd seama de relația dintre  $F_r$  și  $F_a$  — indicată prin temă — se obține :

$$P_1 = F_{r1} + 0,33 F_{r1} = 1,33 F_{r1},$$

$$F_{r1} = \frac{P_1}{1,33} = 320 \text{ daN; } F_{a1} = 160 \text{ daN.}$$

Impunîndu-se  $F_r$ , păstrînd, însă, relația dintre  $F_r$  și  $F_a$ , se obține raportul  $F_{a2}/F_{r2} = 0,5 < e$ , deci :

$$P_2 = 1,33 F_{r2} = 665 \text{ daN.}$$

Durabilitatea rulmentului este în acest caz :

$$L_2 = \left( \frac{C}{P_2} \right)^p = \left( \frac{4550}{665} \right)^3 = 320 \text{ milioane rotații,}$$

durata de funcționare corespunzătoare fiind :

$$L_{h2} = \frac{10^6 L_2}{60 n} = \frac{10^6 \cdot 320}{60 \cdot 1000} = 5345 \text{ ore.}$$

În al doilea caz, rulmentul funcționează doar  $\frac{L_{n2}}{L_{n1}} \% = \frac{5345}{20000} \cdot 100 \% = 26,7 \%$  din timpul de funcționare impus.

**223** Broșa unei mașini de găurit, acționată de un motor electric cu o putere de 3 kW la turații cuprinse între 500 și 7500 rot/min, este reprezentată în figura 140. Forța axială maximă — în procesul de burghiere — este  $F_a = 300$  daN și sarcina radială maximă  $F_r = 100$  daN. Să se stabilească durata de funcționare a rulmenților, considerind o turație medie  $n_{med} = 3200$  rot/min.

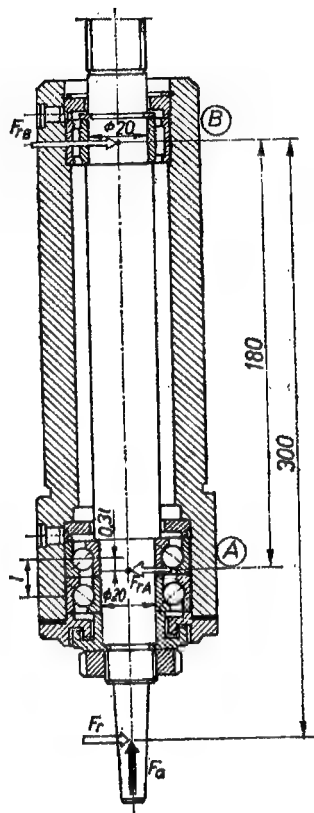


Fig. 140

### Rezolvare :

Se determină reacțiunile :

$$\Sigma M_B = 0; 18F_{rA} - 30F_r = 0;$$

$$F_{rA} = \frac{30}{18} F_r = \frac{30}{18} 100 = 167 \text{ daN.}$$

Similar :

$$F_{rB} = \frac{12}{18} F_r = \frac{12}{18} 100 = 67 \text{ daN.}$$

Se determină durata de funcționare a rulmenților :

— *Reazemul A* preia sarcina radială  $F_{rA}$  și toată sarcina axială  $F_a$ . Se montează rulmenți radial-axiali cu bile montați perechi — în 0. Pentru diametrul  $d = 20$  mm se aleg rulmenți radial-axiali cu bile montați perechi, 7304 B — WB cu  $C_0 = 1930$  daN și  $C = 2400$  daN.

$$\text{Pentru } \frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{300}{167} = 1,79 > e = 1,14 \text{ re-}$$

$$P = 0,57 F_r + 0,93 F_a = 0,57 \cdot 100 + 0,93 \cdot 300 = 336 \text{ daN.}$$

În funcție de raportul  $\frac{C}{P} = \frac{2400}{336} = 7,14$  din [56, 57], pentru  $\frac{C}{P} = 7,14$  și  $n = 3200$  rot/min, se obține  $L_h \approx 1925$  ore.

— *Reazemul B* preia numai sarcina radială  $F_{rB} = 67$  daN; prin urmare  $P = F_r$ . Se adoptă un rulment cu ace NA 4904 cu  $C = 1040$  daN și  $C_0 = 1080$  daN. În funcție de raportul  $\frac{C}{P} = \frac{1040}{67} = 15,52$ , din [56,

57], pentru  $\frac{C}{P} = 15,52$  și  $n = 3200$  rot/min, se obține  $L_h \approx 50\,000$  ore.

Acest rulment este puțin solicitat, folosindu-se pentru sprijinirea și centrarea broșei.

**224** Lagărul unui arbore de intrare — dintr-un reductor melcat — este solicitat de o sarcină radială  $F_r = 750 \text{ daN}$  și una axială  $F_a = 500 \text{ daN}$ , la o rotație  $n = 2500 \text{ rot/min}$ . Se impune o durată de funcționare de 5000 ore în condițiile ungerii cu ulei, existînd o bună evacuare a căldurii; diametrul arborelui în dreptul lagărului 35...40 mm.

### Rezolvare :

Se vor studia mai multe soluții, adoptîndu-se cea mai avantajoasă. Deoarece se cunosc  $F_r$ ,  $F_a$ ,  $L_n$  și  $n$ , problema corespunde cazului 5 de rezolvare, din tabelul 37.

Durabilitatea se determină cu relația (v. tabelul 37) :

$$L = \frac{60 n L_n}{10^6} = \frac{60 \cdot 2500 \cdot 5000}{10^6} = 750 \text{ milioane rotații.}$$

În funcție de această durabilitate se obține din [56, 57] :

$$\frac{C}{P} = 9,11, \text{ pentru rulmenții cu bile; } C = 9,11 P;$$

$$\frac{C}{P} = 7,30, \text{ pentru rulmenții cu role; } C = 7,30 P.$$

a) Se alege varianta rulmenților radial-axiali cu bile, montați în 0 (seria 73 B—WB) :

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{500}{750} = 0,66 < e = 1,14 \text{ [56, 57].}$$

În acest caz :

$$P = F_r + 0,55 F_a = 750 + 0,55 \cdot 500 = 1025 \text{ daN.}$$

Pentru rulmenții cu bile s-a obținut anterior  $\frac{C}{P} = 9,11$ , deci

$$C = 9,11 P = 9,11 \cdot 1025 = 9338 \text{ daN.}$$

Perechea de rulmenți care corespunde, este 7311 B—WB cu  $C = 10\,000 \text{ daN}$  și  $C_0 = 9800 \text{ daN}$ ; diametrul alezajului este însă 55 mm, deci soluția nu corespunde.

b) Se alege varianta rulmenților radial-axiali cu bile, pe două rînduri, seriile 32 și 33 :

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,66 < e = 0,95 \text{ [56, 57].}$$

Prin urmare :

$$P = F_r + 0,66F_a = 750 + 0,66 \cdot 500 = 1080 \text{ daN.}$$

Pentru rulmenții cu bile, capacitatea de încărcare este :

$$C = 9,11 P = 9,11 \cdot 1080 = 9839 \text{ daN.}$$

Din seria 32 corespunde rulmentul 3217 cu  $C = 10000$  daN și  $C_0 = 11200$  daN. Din seria 33 corespunde rulmentul 3312 cu  $C = 10200$  daN și  $C_0 = 11000$  daN. În ambele cazuri, diametrul alezajului rulmentului este mai mare decât cel impus (85 mm, respectiv 60 mm).

c) Se alege varianta cu doi rulmenți radial-axiali cu role conice, montați perechi. Pentru grupul de rulmenți 30205–30208 și 32206–32208 se obține  $e = 0,37$  și  $Y = 1,6$ . Atunci :

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,66 > e,$$

și

$$P = 0,4 F_r + YF_a = 0,4 \cdot 750 + 1,6 \cdot 500 = 1100 \text{ daN.}$$

În acest caz :

$$C = 7,3 P = 7,3 \cdot 1100 = 8030 \text{ daN.}$$

Această valoare corespunde capacității necesare a doi rulmenți, montați perechi. Pentru un singur rulment, conform tabelului 39

$$C_1 = \frac{C}{1,715} = \frac{8030}{1,715} = 4682 \text{ daN.}$$

Se pot alege doi rulmenți cu role conice 32208, cu  $C = 4750$  daN și  $C_0 = 4050$  daN și diametrul alezajului rulmentului  $d = 40$  mm.

d) 1. Se alege o variantă combinată : un rulment radial cu role cilindrice pe un rînd care să preia doar sarcina radială și un rulment radial-axial, cu bile, cu contact în patru puncte, pentru preluarea sarcinii axiale.

Pentru preluarea sarcinii axiale, se acceptă un rulment de tip QJ :

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,66 < e = 0,95 \text{ [56, 57].}$$

Deoarece rulmentul nu este solicitat de sarcina radială  $F_r$ , se poate considera :

$$P = 0,66F_a = 0,66 \cdot 500 = 330 \text{ daN.}$$

Capacitatea de încărcare pentru acest rulment :

$$C = 9,11P = 9,11 \cdot 330 = 3006 \text{ daN.}$$

Acestei capacități îi corespunde un rulment QJ 207, cu  $C = 3450$  daN și  $C_0 = 3050$  daN.

Pentru preluarea sarcinii radiale se alege un rulment seria NU. Sarcina echivalentă este

$$P = F_r = 750 \text{ daN},$$

iar capacitatea de încărcare

$$C = 7,3P = 7,3 \cdot 750 = 5475 \text{ daN},$$

ceea ce corespunde unui rulment NU 2308, cu  $C = 6100 \text{ daN}$  și  $C_0 = 4950 \text{ daN}$ . Diametrele alezajelor celor doi rulmenți sînt în limitele impuse. Se poate folosi acest montaj cu condiția ca ansamblul să fie astfel executat încît rulmenții să preia doar sarcina la care au fost calculați.

2. Pentru preluarea sarcinii axiale se pot folosi și rulmenți axiali cu bile, sarcina echivalentă fiind :

$$P = F_a = 500 \text{ daN},$$

iar capacitatea de încărcare :

$$C = 9,11 \cdot 500 = 4555 \text{ daN}.$$

Acestei valori îi corespunde un rulment 51308 cu  $C = 5400 \text{ daN}$  și  $C_0 = 11200 \text{ daN}$  (rulment cu simplu efect); se montează perechi, pentru preluarea sarcinii axiale în ambele sensuri; sau rulmentul 52308 cu  $C = 5400 \text{ daN}$  și  $C_0 = 11200 \text{ daN}$  (cu dublu efect). Acești rulmenți corespund și din punctul de vedere al turației limită; turația la care funcționează rulmenții este  $n = 2500 < n_{\text{limită}} = 2800 \text{ rot/min}$  (v. [56, 57]). Rulmenții se vor monta conform fig. 141.

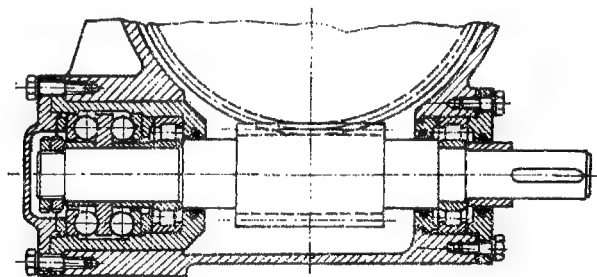


Fig. 141

**225** Să se aleagă rulmentul corespunzător, care să poată prelua o sarcină radială  $F_r = 700 \text{ daN}$  și una axială  $F_a = 200 \text{ daN}$ , la  $n = 1250 \text{ rot/min}$ . Durata de funcționare impusă este de 5000 ore. Să se compare soluțiile cu rulmenți radiali cu bile și role. Nodul de rulmenți se unge cu ulei, existind o bună evacuare a căldurii. Diametrul arborelui se preconizează a fi 40...50 mm.

### Rezolvare :

a) Pentru trei rulmenți radiali cu bile pe un rînd se întocmește tabelul 41, alegîndu-se rulmenții din seria 6408.

Datele caracteristice ale rulmenților, pentru problema 225

Rulmentul	$C_r$ daN	$C_{or}$ daN	$\frac{F_a}{C_0}$	$e$	$\frac{F_a}{F_r}$	$X$	$Y$	$P_r$ daN	$\frac{C}{P}$	$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$	$L_h$ , ore
6310	4800	3550	0,0564	0,2564	0,286	0,56	1,7	732	6,55	281	3750
6408	5000	3750	0,0455	0,2455		0,56	1,775	747	8,03	520	6940
6410	6800	5000	0,04	0,24		0,56	1,8	752	9,05	742	9900

b) Se aleg rulmenți radiali cu role pe un rând din seria NUP. Din relația  $F_{adm} = a \frac{Q}{n}$  se determină\*):

$$Q = \frac{n F_a}{a} = \frac{1250 \cdot 200}{200} = 1250.$$

În funcție de  $Q$  și respectind condițiile de diametru se aleg rulmenții :

NUP 208 :  $Q = 1300$  ;  $C = 3500$  daN ;  $C_0 = 2400$  daN ;

NUP 2208 :  $Q = 1300$  ;  $C = 4600$  daN ;  $C_0 = 3550$  daN.

Cunoscînd durata de funcționare  $L_h$  și turația se poate determina

$$L = \frac{L_h n 60}{10^6} = \frac{5000 \cdot 1250 \cdot 60}{10^6} = 375 \text{ milioane rotații,}$$

și valoarea raportului

$$\frac{C}{P} = \sqrt[10]{\frac{10}{3} L} = \sqrt[10]{\frac{10}{3} 375} = 5,94.$$

Știînd că  $P = F_r$  se obține  $C_{nec} = 5,94 P = 5,94 \cdot 700 = 4158$  daN. Rulmentul corespunzător este NUP 2208 ( $C > C_{nec}$ ).

Se verifică dacă rulmentul ales corespunde sarcinii  $F_a = 200$  daN :

$$F_{adm} = a \frac{Q}{n} = 200 \frac{1300}{1250} = 208 > F_a = 200 \text{ daN.}$$

Se verifică condiția :  $F_{adm} < 0,3 C_0$ , ceea ce limitează sarcina axială [56, 57] :

$$F_{adm} < 0,3 \cdot 3550 = 1065 \text{ daN.}$$

\*) Coeficientul  $a$  se alege din tabelul A1-25, în funcție de condițiile de ungere și răcire date.

În concluzie, dintre rulmenții aleși — în cele două variante — rulmentul cu role cilindrice are capacitatea de încărcare mai apropiată de cea necesară, fiind, deci, de preferat rulmentului cu bile.

**226** Un arbore lung — solicitat de sarcini radiale și axiale mari — se montează pe două lagăre formate din rulmenți oscilanți cu role (fig. 142). Știind că cel mai încărcat lagăr este solicitat de o forță radială

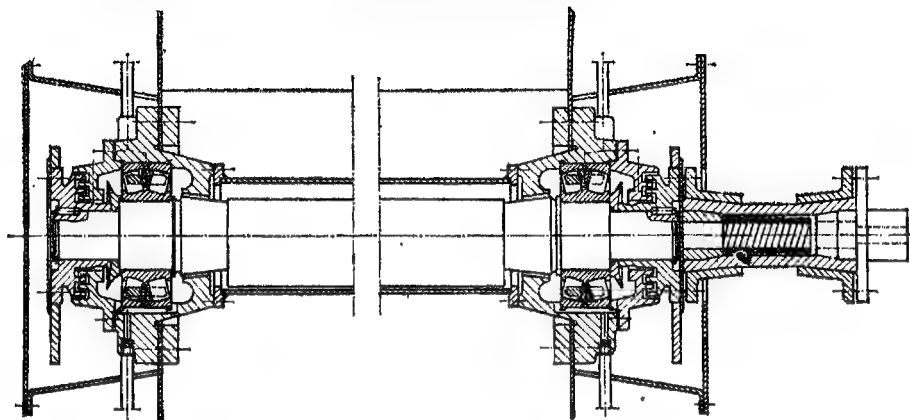


Fig. 142

$F_r = 5000$  daN și una axială  $F_a = 1500$  daN, la o turație  $n = 500$  rot/min, să se determine rulmentul corespunzător unei durate de funcționare  $L_h = 10000$  ore. Diametrul arborelui este cuprins între 140...170 mm.

### Rezolvare :

Correspunde cazului 5 din tabelul 37. Se determină durabilitatea necesară :

$$L = \frac{60 n L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 500 \cdot 10000}{10^6} = 300 \text{ milioane rotații.}$$

Din [56, 57] rezultă pentru rulmenții cu  $d > 110$  mm :

$$\frac{F_a}{F_r} < e = 0,28 ; X = 1 ; Y = 2,4 ;$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e = 0,28 ; X = 0,67 ; Y = 3,6.$$

În cazul de față  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{1500}{5000} = 0,3 > e = 0,28$ . Aplicînd relațiile corespunzătoare din tabelul 37 se obține sarcina echivalentă :

$$P = 0,67 F_r + 3,6 F_a = 0,67 \cdot 5000 + 3,6 \cdot 1500 = 8750 \text{ daN,}$$

și capacitatea de încărcare :

$$C = 8750 \sqrt[10]{\frac{10}{8}} = 8750 \cdot 5,54 = 48\,400 \text{ daN}.$$

Rulmentul cu capacitatea corespunzătoare este 22230 cu  $C = 49700 \text{ daN}$ ,  $C_0 = 57400 \text{ daN}$ , cu  $d = 150 \text{ mm}$ .

**227** Arborele de intrare, dintr-un reductor conico-cilindric, este montat pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice (fig. 143). Sarcinile care acționează asupra rulmenților sînt:  $F_{rA} = 650 \text{ daN}$  și  $F_{rB} = 750 \text{ daN}$ ,

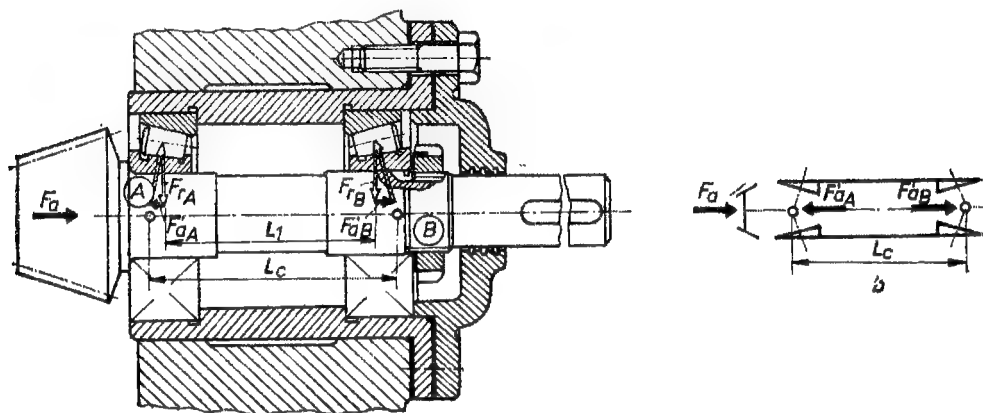


Fig. 143

forța axială exterioară fiind  $F_a = 250 \text{ daN}$ . Să se determine durata de funcționare a rulmenților, care sînt din seria 302; arborele are diametrul  $d = 35 \text{ mm}$  și turația  $n = 1250 \text{ rot/min}$ .

*Observație:* Rulmenții radial-axiali — aflați numai sub acțiunea unei forțe radiale — sînt sollicitați și de o componentă axială interioară:  $F'_a = 0,5 \frac{F_r}{Y}$  [56,57)]. Numai sub acțiunea

acestor forțe axiale, raportul  $\frac{F'_a}{F_r}$  este totdeauna mai mic decît factorul  $e$ , rulmentul calculîndu-se cu o sarcină echivalentă  $P = F_r$ . În cazul în care acționează și o forță axială exterioară — din transmisie — trebuie să se determine forța axială corespunzătoare, preluată de fiecare rulment.

Schema solicitării rulmenților este indicată în figura 143, b. Din această schemă rezultă că sînt posibile următoarele cazuri:

$$a) \quad F'_{aA} > F_a + F'_{aB}.$$

Pentru echilibrul ansamblului este necesar a se adăuga termenului drept al inegalității, o cantitate  $F'$ :

$$F'_{aA} = F_a + F'_{aB} + F'.$$



Prin urmare, asupra lagărului din  $B$  va acționa o forță axială

$$F'_{aB} + F' = F'_{aA} - F_a = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y_A} - F_a,$$

determinată, datorită membrului drept compus din termeni cunoscuți.

$$b) \quad F'_{aA} = F_a + F'_{aB}.$$

Sistemul este în echilibru, fiecare rulment funcționează numai sub acțiunea sarcinii axiale interioare.

$$c) \quad F'_{aA} < F_a + F'_{aB}.$$

Este asemănător cazului a) :  $F'_{aA} + F' = F'_a + F'_{aB}$ ; asupra lagărului din  $A$  va acționa o forță axială mai mare decât  $F'_{aA}$  și egală — ca valoare — cu membrul drept cunoscut.

În cazul a) pentru rulmentul din reazemul  $B$  și în cazul c) pentru rulmentul din reazemul  $A$  se va pune condiția :  $\frac{F_A}{F_r} \geq e^*$ , determinându-se sarcina echivalentă în funcție de această inegalitate.

### Rezolvare :

La această problemă se adoptă rulmentul 30207 cu  $C = 3250$  daN,  $C_0 = 2650$  daN, pentru care din [56, 57] (pentru diametre cuprinse între 25...40 mm) se alege  $Y = 1,6$ .

Se calculează :

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y_A} = 0,5 \frac{650}{1,6} = 203 \text{ daN};$$

$$F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y_B} = 0,5 \frac{750}{1,6} = 234 \text{ daN};$$

$$F'_{aA} < F_a + F'_{aB} \text{ sau } 203 < 250 + 234 = 484 \text{ daN. **)}$$

Rulmentul din reazemul  $A$  se va calcula ținând seama de faptul că forța axială care acționează asupra acestuia este  $F_a + F'_{aB} = 484$  daN :

$$\frac{F_a + F'_{aB}}{F_{rA}} = \frac{484}{650} = 0,745 > e = 0,37,$$

\*)  $F_A$  — forța axială totală pe un rulment.

\*\*) Este cazul c) din prezenta problemă.

prin urmare :

$$P_A = 0,4 F_{rA} + 1,6 (F_a + F'_{aB}) = 0,4 \cdot 650 + 1,6 \cdot 484 = 1034 \text{ daN};$$

$$P_B = F_{rB} = 750 \text{ daN}.$$

Se calculează durabilitățile :

$$L_A = \left( \frac{C}{P_A} \right)^{3,33} = \left( \frac{3250}{1034} \right)^{3,33} = 45 \text{ milioane rotații};$$

$$L_B = \left( \frac{C}{P_B} \right)^{3,33} = \left( \frac{3250}{750} \right)^{3,33} = 131 \text{ milioane rotații},$$

obținându-se durata de funcționare :

$$L_{hA} = \frac{10^6 L_A}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 45}{60 \cdot 1250} = 600 \text{ ore};$$

$$L_{hB} = \frac{10^6 L_B}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 131}{60 \cdot 1250} = 1746 \text{ ore}.$$

**228** Pinola din figura 144 este montată în păpușa mobilă a unui strung paralel de mare capacitate. Forța axială de strângere, realizată hidraulic, este  $F_a = 1000 \text{ daN}$ , la o turație medie  $n = 320 \text{ rot/min}$ . Corpurile care se prelucreează au greutatea maximă  $G = 2000 \text{ daN}$ , din care se repartizează pe pinolă forța  $F = 0,4 G$ . Să se determine durabilitatea rulmenților, montați conform figurii 144.

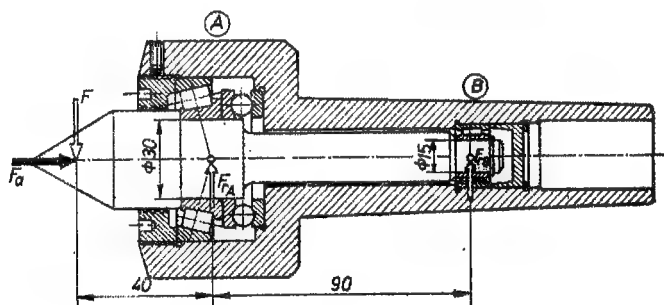


Fig. 144

### Rezolvare :

Se determină reacțiunile :

$$\Sigma M_B = 0; 13F - 9F_{rA} = 0;$$

$$F_{rA} = \frac{13}{9} F = \frac{13}{9} \cdot 0,4 \cdot 2000 = 1155 \text{ daN};$$

$$F_{rB} = \frac{4}{9} F = \frac{4}{9} \cdot 0,4 \cdot 2000 = 355 \text{ daN}.$$

Forța axială este preluată — conform montajului — numai de rulmentul axial din reazemul A. Deci :

$$P = F_a = 1000 \text{ daN.}$$

Pentru diametrul  $d = 30 \text{ mm}$  (v. fig. 144) se adoptă un rulment axial 51306 (STAS 3921-68) cu  $C = 3350 \text{ daN}$  și  $C_0 = 6550 \text{ daN}$ . În funcție de raportul  $\frac{C}{P} = \frac{3350}{1000} = 3,35$  se obține — din [56, 57], pentru turația  $n = 320 \text{ rot/min}$  — o durată de funcționare de 2000 ore.

Deoarece forța radială este preluată de un rulment radial-axial cu role conice, sarcina echivalentă este  $P = F_{rA}^*$ ). Se adoptă pentru diametrul  $d = 30 \text{ mm}$  un rulment radial-axial cu role conice 32206 cu  $C = 3200 \text{ daN}$  și  $C_0 = 2750 \text{ daN}$ ; la raportul  $\frac{C}{P} = \frac{3200}{1150} = 2,77$ , pentru  $n = 320 \text{ rot/min}$ , rezultă  $L_h = 1600 \text{ ore}$  [56, 57].

În reazemul B, care preia numai forțe radiale, se montează un rulment radial cu ace NA 4902 V cu  $C = 1000 \text{ daN}$ ,  $C_0 = 1250 \text{ daN}$  [56, 57] și turație limită  $n = 1000 \text{ rot/min}$ .

Pentru  $\frac{C}{P} = \frac{1000}{355} = 2,81$  și turația  $n = 320 \text{ rot/min}$  se obține  $L_h \approx 1700 \text{ ore}$ .

**229** Printr-o transmisie cu curele, arborele unui ferăstrău (fig. 145) este antrenat de un motor electric de 30 kW, la o turație de 5000 rot/min; reazemele A și B sînt solicitate de sarcinile radiale  $F_{rA} = 210 \text{ daN}$  și

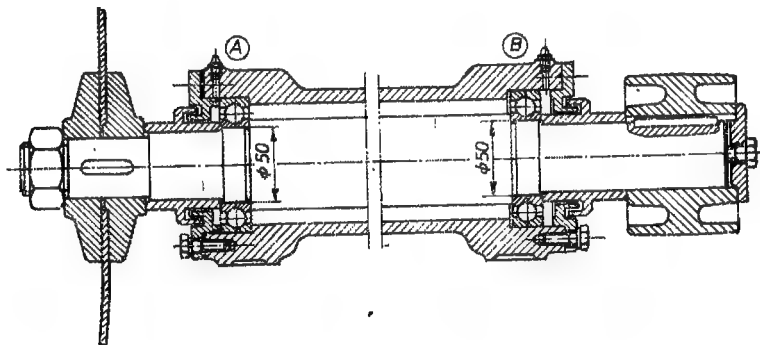


Fig. 145

$F_{rB} = 60 \text{ daN}$ . Să se aleagă și să se determine durabilitatea rulmenților, știind că diametrul arborelui — în dreptul acestora — este de 50 mm; se adoptă  $f_a = 1,5$ .

### Rezolvare :

În funcție de diametrul arborelui se aleg rulmenții 6010, STAS 3041-68, cu  $C = 1700 \text{ daN}$  și  $C_0 = 1370 \text{ daN}$  [56, 57].

\*) Sarcina axială interioară care apare depinde de valoarea forței  $F_r$ , obținându-se totdeauna  $F'_a/F_r < e$ .

— Reazemul  $A$  :  $P = F_r = 210 \text{ daN}$  ;

$$P_{calc} = f_a P = 1,5 \cdot 210 = 315 \text{ daN}.$$

Pentru raportul  $\frac{C}{P_{calc}} = \frac{1700}{315} = 5,4$ , la  $n = 5000 \text{ rot/min}$ , rezultă  $L_h = 550 \text{ ore}$  [56, 57].

— Reazemul  $B$  :  $P = F_r = 60 \text{ daN}$  ;

$$P_{calc} = f_a P = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ daN}.$$

Pentru raportul  $\frac{C}{P_{calc}} = \frac{1700}{90} = 18,8$ , la  $n = 5000 \text{ rot/min}$ , se obține  $L_h = 22000 \text{ ore}$  [56, 57].

**230** Arborele de intrare într-o pompă centrifugă este montat ca în figura 146 ; motorul de acționare are  $45 \text{ kW}$ , la  $n = 1450 \text{ rot/min}$ . În urma calculului, s-au stabilit sarcinile care acționează în lagărele arborelui :

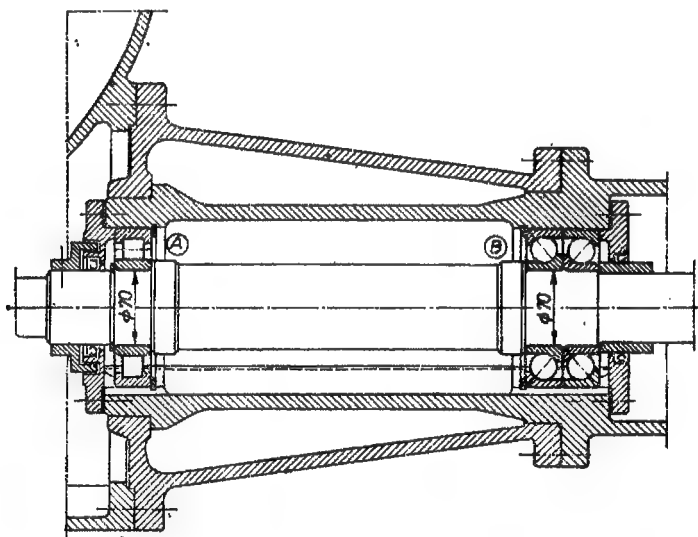


Fig. 146

$F_{rA} = 1100 \text{ daN}$ ,  $F_{rB} = 590 \text{ daN}$ ,  $F_a = 770 \text{ daN}$ . Să se stabilească durata de funcționare a rulmenților.

**Rezolvare :**

În reazemul  $A$  acționează doar forța radială aferentă acestuia  $F_{rA}$ , deci  $P = F_{rA}$ . Se adoptă, în funcție de diametrul arborelui, rulmentul NU 314, STAS 3043-68, cu  $C = 12000 \text{ daN}$ ,  $C_0 = 9900 \text{ daN}$  [56, 57]. Pentru

raportul  $\frac{C}{P} = \frac{12000}{1100} = 10,9$ , la  $n = 1450$  rot/min, se obține  $L_n = 32700$  ore.

În reazemul  $B$ , rulmenții radial-axiali — montați perechi (în  $X$ ) — preiau atît sarcina radială corespunzătoare reazemului cît și întreaga sarcină axială. În acest caz  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{770}{590} = 1,3 > e = 1,14$ , deci [56, 57]:

$$P = 0,57F_r + 0,93F_a = 0,57 \cdot 590 + 0,93 \cdot 770 = 1052 \text{ daN}.$$

Se adoptă, în funcție de diametrul arborelui, grupul de rulmenți WF 7314 B cu  $C = 14600$  daN și  $C_0 = 15000$  daN, obținîndu-se pentru  $\frac{C}{P} = \frac{14600}{1050} = 13,9$ , la  $n = 1450$  rot/min, o durată de funcționare de 30000 ore.

**231** Rola unui transportor cu bandă (fig. 147,  $a$ ) este montată pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice. Sarcina radială care acționează asupra rolei este  $F_r = 800$  daN, iar forța axială  $F_a = 0,2 F_r$ . Să se justifice montajul în  $O$  al rulmenților și să se determine durata de funcționare a fiecărui rulment, știind că turația rolei este 320 rot/min.

### Rezolvare :

În cazul unui montaj cu rulmenți radial-axiali se consideră că reazemul arborelui se află la intersecția perpendicularelor — pe căile de rulare — cu axa arborelui (v. fig. 147,  $b$ ). La un montaj în  $O$ , se obține o bază de așezare mai mare comparativ cu distanța dintre mijlocul lățimii celor doi rulmenți ( $l > l'$ ). În acest caz, influența sarcinii axiale — la determinarea sarcinii radiale pe fiecare rulment — este mai mică decît în cazul unui montaj în  $X$ , cînd  $l < l'$ .

Se adoptă, în funcție de diametrul  $d = 35$  mm, rulmenții 30307, STAS 3920-68, cu  $C = 4800$  daN și  $C_0 = 3750$  daN [56, 57].

Cu datele din problemă și cu ajutorul fig. 147,  $b$  se pot determina sarcinile radiale pe rulmenții fiecărui reazem :

$$F_{rA} = \frac{F_r}{2} + F_a \frac{D/2}{l} = \frac{800}{2} + 160 \frac{125}{95} = 610 \text{ daN};$$

$$F_{rB} = \frac{F_r}{2} - F_a \frac{D/2}{l} = \frac{800}{2} - 160 \frac{125}{95} = 190 \text{ daN}.$$

Forța axială exterioară este  $F_a = 160$  daN.

Se calculează :

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y_A} = 0,5 \frac{610}{1,95} = 156,4 \text{ daN};$$

$$F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y_B} = 0,5 \frac{190}{1,95} = 48,7 \text{ daN}.$$

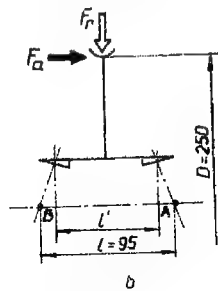
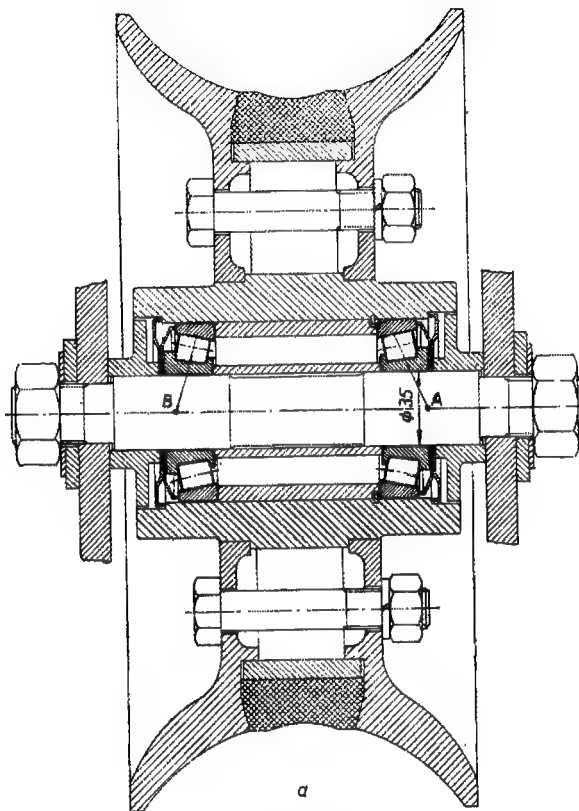


Fig. 147

Se observă că  $F'_{aA} < F_a + F'_{aB}$ ; conform punctului c) problema 227, rulmentul din reazemul A se calculează la forța axială  $F'_a + F'_{aB}$ , rulmentul

din reazemul  $B$  -- doar la sarcina axială interioară pentru care

$$\frac{F'_{aB}}{F_{rB}} = \frac{48,7}{196} = 0,248 < e = 0,31.$$

Se determină forța axială din reazemul  $A$  :

$$F_{aA} = F_a + 0,5 \frac{F_{rB}}{Y_B} = 160 + 0,5 \frac{190}{1,95} = 208,6 \text{ daN}.$$

În funcție de raportul

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{208,6}{610} = 0,342 > e = 0,31,$$

se obțin sarcinile echivalente și duratele de funcționare :

— Reazemul  $A$  :

$$P_A = 0,4F_{rA} + 1,95F_{aA} = 0,4 \cdot 610 + 1,95 \cdot 208,6 = 650 \text{ daN} ;$$

pentru  $\frac{C}{P_A} = \frac{4800}{650} = 7,38$  la  $n = 320 \text{ rot/min}$ , rezultă  $L_h = 40000 \text{ ore}$ .

— Reazemul  $B$  :

$$P_B = F_{rB} ;$$

pentru  $\frac{C}{P_B} = \frac{4800}{190} = 25,26$  la  $n = 320 \text{ rot/min}$ , rezultă  $L_h = 200000 \text{ ore}$  [56, 57].

**232** Fuzeta roții din față a unui autoturism (fig. 148) este montată pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice. Sarcina preluată de roată (reacțiunea statică) este  $F_{st} = 350 \text{ daN}$ , iar greutatea proprie a roții  $G' = 40 \text{ daN}$ . Se apreciază că forța centrifugă -- avînd punctul de aplicație în centrul de greutate (la distanța  $h_{cg}$  de sol) -- repartizată pe roată este  $F_c = 2/3 (F_{st} + G')$ . Se mai cunosc : raza dinamică a roții  $R_{din} = 250 \text{ mm}$  ;  $a = 18 \text{ mm}$  ;  $b = 82 \text{ mm}$  ;  $l = 100 \text{ mm}$  ;  $d_A = 30 \dots 35 \text{ mm}$  ;  $d_B = 17 \dots 20 \text{ mm}$ . Să se determine durabilitatea celor doi rulmenți.

### Rezolvare :

Se aleg rulmenți din seria 302, STAS 3920-68. Pentru diametrele alezajului  $d = 17 \dots 20 \text{ mm}$ , rezultă din [56, 57]  $e = 0,34$  și  $Y = 1,75$ , iar pentru diametrele  $d = 25 \dots 40$  --  $e = 0,37$  și  $Y = 1,6$ .

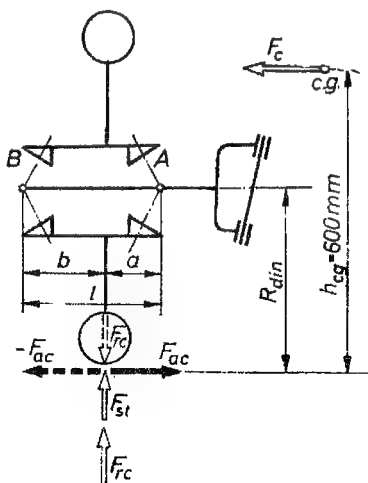


Fig. 148

Calculul se va efectua în continuare, pentru două regimuri de funcționare: I — *circulație în linie dreaptă*; II — *circulație în curbă*.

I. Componentele radiale care încarcă rulmenții, vor avea valorile :

$$F_{rAI} = f_s F_{st} \frac{b}{l} = 1,3 \cdot 350 \frac{82}{100} = 373 \text{ daN};$$

$$F_{rBI} = f_s F_{st} \frac{a}{l} = 1,3 \cdot 350 \frac{18}{100} = 82 \text{ daN},$$

unde :  $f_s = 1,3$ , v. tabelul AI-22.

II. *Rota este în exteriorul curbei*. Se determină componentele radiale :

$$F_{rAII} = f_s(F_{st} + F_{rc}) \frac{b}{l} + F_{ac} \frac{R_{din}}{l} = 1,3(350 + 130) \frac{82}{100} + \\ + 130 \frac{250}{100} = 836 \text{ daN};$$

$$F_{rBII} = f_s(F_{st} + F_{rc}) \frac{a}{l} - F_{ac} \frac{R_{din}}{l} = 1,3(350 + 130) \frac{82}{100} - \\ - 130 \frac{250}{100} = -213 \text{ daN},$$

unde :

$$F_{rc} = F_c \frac{h_{cg}}{s} = \frac{2}{3} 390 \frac{600}{1200} = 130 \text{ daN} \text{ (} s \text{ — distanța dintre axele de simetrie ale roților) și } F_{ac} = \frac{F_c}{2} = \frac{1}{3} (F_{st} + G') = \frac{1}{3} (350 + 40) = 130 \text{ daN}^*).$$

Se calculează forțele axiale interioare :

$$F'_{aAII} = \frac{0,5 F_{rAII}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 836}{1,6} = 261 \text{ daN};$$

$$F'_{aBII} = \frac{0,5 F_{rBII}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 213}{1,75} = 61 \text{ daN}.$$

Este evidentă inegalitatea

$$\frac{0,5 F_{rAII}}{Y_A} > \frac{0,5 F_{rBII}}{Y_B} + F_{ac}^{**}),$$

\*)  $F_{ac}$  — încărcarea axială a rulmenților, datorită acțiunii forței centrifuge.

\*\*) Cazul a) problema 227.



rezultind

$$F_{aAII} = F'_{aAII} = 261 \text{ daN}; F_{aBII} = F'_{aAII} - F_{ac} = 261 - 130 = 131 \text{ daN};$$

$$\frac{F_{aBII}}{F_{rBII}} = \frac{131}{213} = 0,615 > e = 0,34.$$

Sarcina echivalentă :

$$P_{AII} = F_{rAII} = 836 \text{ daN}; P_{BII} = XF_{rBII} + YF_{aBII} = 0,4 \cdot 213 + \\ + 1,75 \cdot 131 = 314 \text{ daN}.$$

*Roata este în interiorul curbei.* Se determină și în acest caz, componentele radiale :

$$F_{rAIII} = f_s(F_{st} - F_{rc}) \frac{b}{l} - F_{ac} \frac{R_{atin}}{l} = 1,3 \cdot 220 \frac{82}{100} - 130 \frac{250}{100} = \\ = -91 \text{ daN};$$

$$F_{rBIII} = f_s(F_{st} - F_{rc}) \frac{a}{l} + F_{ac} \frac{R_{atin}}{l} = 1,3 \cdot 220 \frac{18}{100} + 130 \frac{250}{200} = \\ = 377 \text{ daN}.$$

Se determină sarcinile axiale interioare

$$F'_{aAIII} = \frac{0,5 F_{rAIII}}{y_A} = \frac{0,5 \cdot 91}{1,6} = 28,5 \text{ daN};$$

$$F'_{aBIII} = \frac{0,5 F_{rBIII}}{y_B} = \frac{0,5 \cdot 377}{1,75} = 107,7 \text{ daN}.$$

Deoarece  $F'_{aAIII} < F'_{aBIII} + F_{ac}$  (cazul c problema 227) rezultă :

$$F_{aAIII} = \frac{0,5 \cdot F_{rBIII}}{Y_B} + F_{ac} = 107,7 + 130 = 237,7 \text{ daN};$$

$$F_{aBIII} = F'_{aBIII} = 107,7 \text{ daN}.$$

Pentru rulmentul din reazemul A se calculează raportul :

$$\frac{F_{aAIII}}{F_{rAIII}} = \frac{237,7}{91} = 2,61 > e = 0,37.$$

Se determină sarcinile echivalente pentru cei doi rulmenți :

$$P_{AIII} = XF_{rAIII} + YF_{aAIII} = 0,4 \cdot 91 + 1,75 \cdot 237,7 = 452 \text{ daN};$$

$$P_{BIII} = 337 \text{ daN}.$$

*Observație.* Se apreciază că 95 % din distanța parcursă este în linie dreaptă, restul de 5 % compunându-se din curbe dirijate în mod egal spre dreapta și spre stînga.

Se calculează sarcina echivalentă medie :

— pentru rulmentul din reazemul *A*

$$P_{Am} = \sqrt[10/3]{(P_{AI})^{10/3} \cdot 0,95 + (P_{AII})^{10/3} \cdot 0,025 + (P_{AIII})^{10/3} \cdot 0,025} = \\ = \sqrt[10/3]{(373)^{10/3} \cdot 0,95 + (836)^{10/3} \cdot 0,025 + (452)^{10/3} \cdot 0,025} = 406 \text{ daN};$$

— pentru rulmentul din reazemul *B* :

$$P_{Bm} = \sqrt[10/3]{(P_{BI})^{10/3} \cdot 0,95 + (P_{BII})^{10/3} \cdot 0,025 + (P_{BIII})^{10/3} \cdot 0,025} = \\ = \sqrt[10/3]{(82)^{10/3} \cdot 0,95 + (314)^{10/3} \cdot 0,025 + (337)^{10/3} \cdot 0,025} = 133 \text{ daN}.$$

Se aleg din [56, 57] rulmenții :

— pentru reazemul *A* — 30207 (radial-axial cu role conice); cu  $C_1 = 3250 \text{ daN}$  și  $C_{01} = 2650 \text{ daN}$ ;

— pentru reazemul *B* — 3020 (radial-axial cu role conice); cu  $C_2 = 1830 \text{ daN}$  și  $C_{02} = 1290 \text{ daN}$ .

Se determină durabilitățile.

— reazemul *A* :

În funcție de raportul  $\frac{C_1}{P_{Am}} = \frac{3250}{406} = 8$ , se obține din [56, 57]  $L_A = 1025$  milioane rotații.

— reazemul *B* :

În funcție de raportul  $\frac{C_2}{P_{Bm}} = \frac{1830}{133} = 13,76$ , se obține din [56, 57],  $L_B = 6250$  milioane rotații.

Soluția constructivă de montaj a rulmenților este prezentată în fig. 149 [58].

*Observație.* În limitele impuse de diametre, se pot alege și alți rulmenți cu role conice, în funcție de durata de funcționare impusă, sau în funcție de parcursul pe care trebuie să-l efectueze autoturismul pînă la înlocuirea rulmenților [56,57].

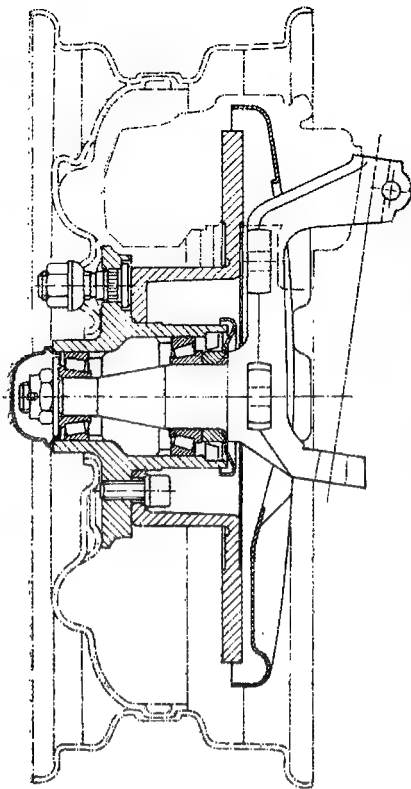


Fig. 149

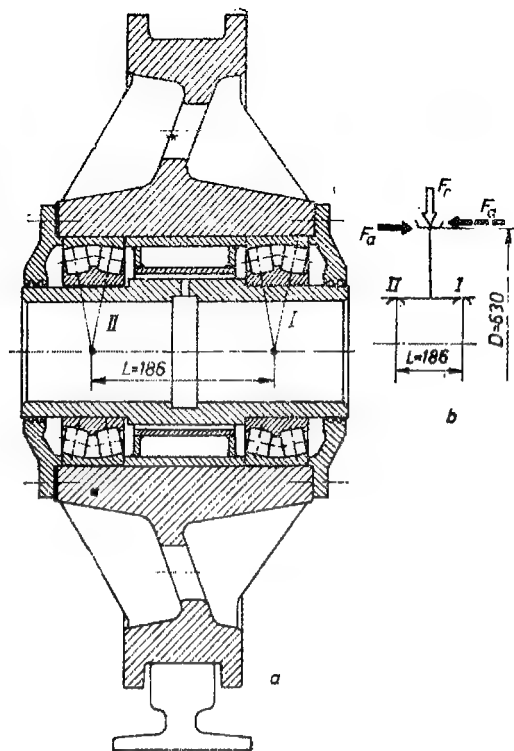


Fig. 150

**233** Doi rulmenți radiali, oscilanți, cu role seria 22226, STAS 3918-68 ( $C = 39200$  daN și  $C_0 = 44900$  daN), constituie lagărele unei role de macara (fig. 150, a). Sarcina radială maximă care acționează asupra rolei este  $F_r = 18000$  daN; turația rolei 40 rot/min. Știind că sarcina axială, care acționează — în ambele sensuri — pe diametrul căii de rulare ( $D = 630$  mm) este  $F_a = 0,1 F_r$ , să se determine durata de funcționare a fiecărui rulment. Sarcina pe rolă variază liniar, schema de solicitare fiind prezentată în fig. 150, b.

### Rezolvare :

Forța radială  $F_r$ , acționind la jumătatea distanței dintre cei doi rulmenți, se repartizează uniform pe fiecare reazem; sarcina axială  $F_a$  participă, de asemenea, la încărcarea radială a rulmenților din reazemele I și II. Astfel (v. fig. 150, b) :

$$P_I = F_{rI} = \frac{F_r}{2} + \frac{F_a D}{2L}; \quad P_{II} = XF_{rII} + YF_a =$$

$$= X \left( \frac{F_r}{2} - \frac{F_a D}{2L} \right) + YF_a^*)$$

\*) Sarcina axială-conform montajului — este preluată numai de rulmentul II.

Introducând valorile numerice se obține :

$$P_I = \left( \frac{18000}{2} + \frac{1800 \cdot 630}{372} \right) = 12048 \text{ daN} = P_{max};$$

$$P_{II} = 0,67 \left( \frac{18000}{2} - \frac{1800 \cdot 630}{372} \right) + 3,6 \cdot 1800 = 10470 = P_{min}^*).$$

Pentru rulmenții radial-oscilanți mai mari decît rulmentul 22226, factorul  $e = 0,28$ , rezultînd :

$$\frac{F_a}{F_{r,II}} = \frac{1800}{5950} = 0,303 > e = 0,28,$$

deci :

$$X = 0,67; Y = 3,6 \text{ [56, 57].}$$

La schimbarea sensului sarcinii axiale (v. fig. 150, b), rulmentul I va prelua sarcina axială.

Deoarece sarcina variază liniar, valoarea medie se determină cu relația (v. tabelul 38) :

$$P_m = \frac{P_{min} + 2P_{max}}{3} = \frac{10470 + 24100}{3} = 11500 \text{ daN.}$$

În funcție de raportul  $\frac{C}{P_m} = \frac{39200}{11500} = 3,41$ , la  $n = 40$  rot/min, se determină  $L_h = 25000$  ore.

**234** Pivotal roților motoare — de la un camion de mare capacitate — este montat pe doi rulmenți radial-axiali cu role conice 31309, STAS 3920-68 (fig. 151, a). Sarcina statică pe roată fiind  $F_{st} = 3500$  daN, să se verifice rulmenții respectivi.

### Rezolvare :

Caracteristicile rulmenților sînt :  $C = 5600$  daN și  $C_0 = 4650$  daN [56, 57]. Conform schemei de solicitare a roții (fig. 151, b) și a montajului (fig. 151, a) se determină sarcinile pe fiecare rulment.

— *Reazemul A :*

$$F_{r,A} = F_{st} \frac{a}{l} f_s = 3500 \frac{216}{320} 1,6 = 3780 \text{ daN} (f_s = 1,6, \text{ v. tabelul AI-22});$$

$$F_{a,A} = 0; P_{o,A} = F_{r,A} = 3780 \text{ daN.}$$

---

\*) Y se adoptă din [56,57].

Se calculează raportul :

$$f_0 = \frac{C_0}{P_{0A}} = \frac{4650}{3780} = 1,23.$$

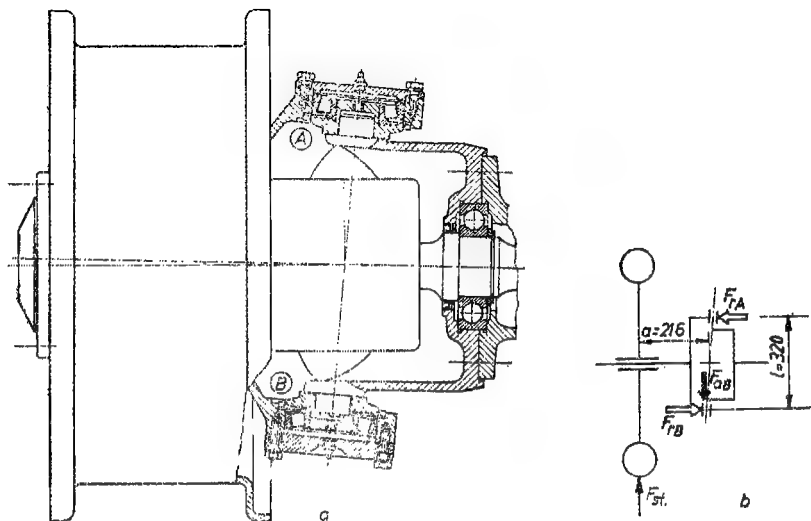


Fig. 151

—Reazemul B:

$$F_{rB} = F_{st} \frac{a}{l} f_s = 3500 \frac{216}{320} 1,6 = 3780 \text{ daN};$$

$$F_{aB} = F_{st} f_s = 3500 \cdot 1,6 = 5600 \text{ daN}.$$

Se calculează raportul

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{5600}{3780} = 1,48 > \frac{0,5}{Y_0} = \frac{0,5}{0,4} = 1,25 \quad (Y_0 = 0,4 [56, 57]);$$

$$P_{0B} = 0,5 F_{rB} + Y_0 F_{aB} = 0,5 \cdot 3780 + 0,4 \cdot 5600 = 4130 \text{ daN}.$$

Se calculează raportul :

$$f_0 = \frac{C_0}{P_{0B}} = \frac{4650}{4130} = 1,12.$$

*Observație:* Calculul s-a efectuat la capacitatea de încărcare statică, deoarece pivotul se rotește puțin — în timpul virajelor — adoptându-se metoda de calcul corespunzătoare rulmenților cu  $n < 10$  (v. tabelul 37). Valorile  $f_0$  determinate se compară cu cele din tabelul A1-20, constatându-se că sînt cuprinse între 0,8...1,25 (solicitare în repaus și apoi rotire cu turație mică).

**235** Să se aleagă și să se determine durabilitatea rulmenților unei cutii de viteze (fig. 152 — schema cinematică), care transmite o putere  $P = 140$  C.P. la o turație  $n_{p\max} = 3600$  rot/min. Forțele radiale și axiale, care acționează asupra rulmenților — determinate ca urmare a calculului roților dințate și a arborilor — sînt indicate în tabelul 42. Se cunosc și diametrele fusurilor arborilor, pe care se vor monta rulmenții:  $d_{1A} = 55$  mm,  $d_{2B} = 35$  mm,  $d_{2C} = 35$  mm,  $d_{3D} = 30$  mm și  $d_{3E} = 55$  mm.

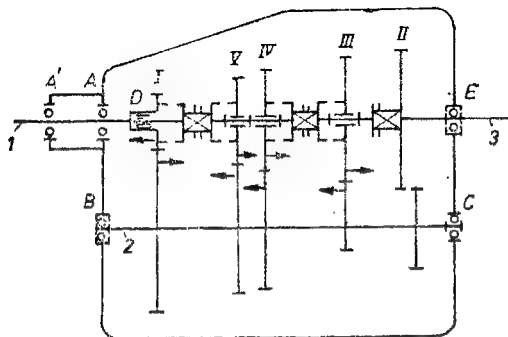


Fig. 152

### Rezolvare :

— *Reazemul A.* Rulmentul trebuie astfel montat, încît să fixeze axial arborele, în ambele sensuri. Se poate folosi — pentru acest reazem — un rulment

radial cu bile, pe un rînd sau un rulment radial-axial cu bile, pe două rînduri. Se poate alege și un rulment QJ 211, radial-axial cu bile, cu contact în patru puncte; dimensiunile radiale ale acestuia sînt mai mici, comparativ cu rulmenții 6311 și 3311.

Tabelul 42

Sarcinile radiale, axiale și reacțiunile care acționează în cutia de viteze

Arborele	Punct de reazem	Forțe și turații	Treapta de viteze				
			I	II	III	IV	V
primar (1)	A	$F_r$ , daN	545				
		$F_a$ , daN	474				
		$n$ , rot/min	3600				
intermediar (2)	B	$F_r$ , daN	725	716	530	735	—
		$F_a$ , daN	474	416	209	66	—
	C	$F_r$ , daN	2240	1180	605	305	—
		$n_{osie}$ , rot/min	1800				
secundar (3)	D	$F_r$ , daN	475	542	920	745	—
		$F_a$ , daN	2020	1335	500	368	—
	E	$F_r$ , daN	—	892	683	540	—
		$n_{osie}$ , rot/min	546	876	1406	2250	3600

Calculul se efectuează în paralel, alegîndu-se soluția convenabilă, conform tabelului 43.

— *Reazemele B și C* (arborele intermediar). Aceste reazeme funcționează la o turație constantă —  $n = 1800$  rot/min — fiind, însă, solicitate

Datele caracteristice pentru rulmentul reazemului A

Rulmentul	$C_r$ daN	$C_0$ daN	$\frac{F_a}{F_r}$	$\frac{F_a}{C_0}$	$\epsilon$	X	Y	P, daN	$\left(\frac{C}{P}\right)^p$	$L_h$
6311	5600	4250	0,82	0,11	~0,30	0,56	1,5	$0,56F_r + 1,5F_a = 943$	210	972
QJ211	6000	5850		—	0,95	1	0,66	$F_r + 0,66F_a = 840$	364	1685
3311	9150	9300		—	—	—	—	—	1292	5981

de sarcini variabile, în funcție de treapta de viteză cuplată. În acest caz, calculul se efectuează ținând seama de faptul că sarcina este variabilă (v. tabelul 38)\*).

Conform montajului, reazemul B preia și sarcina axială, reazemul C fiind solicitat numai de sarcini radiale. Ca urmare a necesităților de dimensiuni de gabarit, se preconizează rulmenți radial-axiali cu bile, pe două rinduri.

Din [56, 57] se aleg — pentru reazemul B — rulmenții :

— 3307 cu  $C=4400$  daN și  $C_0 = 4000$  daN ; — 3207 cu  $C=3450$  daN și  $C_0=3250$  daN.

Calculule se efectuează tabelar (tabelul 44) în două ipoteze. Prima — conform tabelului 38 — constă în calcularea sarcinii medii  $P_m$ , determinînd apoi durabilitatea  $L$  și durata de funcționare  $L_h$ . Conform celei de a doua ipoteze — folosită și în practica de proiectare \*\*) — se determină sarcina echivalentă  $P$  corespunzătoare fiecărei trepte, durata medie de funcționare calculîndu-se cu relația (v. tabelul 38) :

$$L_{hm} = \frac{10^5}{\frac{q_1}{L_{h1}} + \frac{q_2}{L_{h2}} + \dots + \frac{q_n}{L_{hn}}}.$$

Această a doua ipoteză este notată în tabelul 44, în rubrica  $L_h$ , în paranteză.

Analizînd tabelul 44 se constată raționalitatea folosirii rulmentului 3307 (radial-axial cu bile pe două rinduri), rulmentul 3207 neavînd o durată corespunzătoare de funcționare.

Pentru reazemul C se aleg — din [56, 57] — următoarele variante :  
— rulmentul 207 (radial cu role) cu  $C = 2700$  daN și  $C_0 = 1750$  daN ;

\*) Rulmenții transmisilor autovehiculelor și ai cutiilor de viteze din mașinile-unelte sînt solicitați la sarcini și turații variabile, ca urmare a cuplării treptelor în cutiile de viteze. În cazul în care, în tema de proiectare, nu este impusă durata de funcționare pe fiecare treaptă, se pot folosi — pentru cutiile de viteze care echipează autovehiculele — datele tabelului A1-26 [59].

\*\*) Necesită un număr mai mare de calcule.

Datele caracteristice pentru

Treapta	$q$ %	$n$ , rot/min	$F_r$ , daN	$F_a$ , daN		$\frac{F_a}{F_r}$	X	Y
I	0,5	1800	725	447	0,95	0,616	1	0,66
II	3,5		716	445		0,621		
III	25		530	236		0,445		
IV	65		735	93		0,126		
V	5,5		—	—		—		

Observație \*) Calculule au fost făcute în două ipoteze. Prima, conform tabelului 38, pentru

\*\*) În a doua ipoteză, utilizată și în practică, dar care comportă un număr mai mare

Datele caracteristice

Treapta	$q$ %	$n$ , rot/min	$P = F_r$ , daN	$P_m$ , daN	$C/P$		
					$(C/P)^p$		
					207	307	6207
I	0,5	1800	2240	$p=3$ 577	1,205	1,607	1,45
II	3,5		1180		1,861	4,85	3,049
III	25		605		2,389	3,05	2,754
IV	65		305		15,7	41	20,88
V	5,5			$p = \frac{10}{3}$ 619	4,462	5,25	5,371
					146	380	154,94
					8,812	11,83	10,655
					1410	3750	1209
					—	—	—

— rulmentul 307 (radial cu role) cu  $C' = 3600$  daN și  $C_0 = 2300$  daN;

— doi rulmenți 6207 (radiali cu bile) cu  $C = 2000$  daN și  $C_0 = 1370$ , capacitatea de încărcare dinamică a grupului fiind (v. tabelul 39)  $C = 1,625 C_1 = 3250$  daN.



## rulmentul reazemului B

P	$P_m$	C/P	C/P	$(C/P_m)^2$	$L_{hi}$		$L_h$
		3307	3207	3307 3207	3307	3207	3307 3207
1020	708	4,313	3,382	188,632 90,64	358	742	1741 (1776) * 835 (839) **
		80,23	38,69				
1009		4,36	3,419		370	767	
		82,87	39,968				
685,7		6,416	5,081		1171,5	2445	
		244,11	127,34				
794,4		5,524	4,331		747	1560	
		168,56	81,241				

Iagăru B se determină  $P_m$  și  $J$ , și apoi  $L_h$ .  
de calcule; se determină  $L_{h1}$ ,  $L_{h2} \dots L_{h5}$  și apoi  $L_h$  (v. tabelul 38)

Tabelul 45

## pentru reazemul C

$\frac{C}{P_m}$	$L_{hi}$			$L_h$ , ore		
$\left(\frac{C}{P_m}\right)^p$	207	307	6207	207	307	6207
rulm. 207 4,68	17,23	44,9	28,19	1260	3292	1649
136	145,3	380,5	193,14			
rulm. 307 6,24	1351,8	3518	1433,2	1267	3309	1650
355	13055	34721	11183			
rulm. 6207 5,36	—	—	—	178,45		
178,45	—	—	—			

Rezultatele calculului — efectuat pentru reazemul C, în aceleași ipoteze ca și pentru reazemul B — sînt notate în tabelul 45. Calculele au fost făcute tot în ambele ipoteze prezentate la reazemul B.

Pentru reazemele *D* și *E* se va folosi doar metoda determinării durabilității în funcție de sarcina medie echivalentă  $P_m$  (v. tabelul 38).

Reazemul *D* preia numai sarcinile radiale. În acest reazem — la cutiile de viteze cu trei arbori — se montează un rulment cu ace sau colivii cu role cilindrice. Deoarece atât turațiile cât și sarcinile sint variabile, se vor folosi relațiile din tabelul 38 pentru determinarea sarcinii medii  $P_m$  și a turației medii  $n_m$ .

Tabelul 46

Datele caracteristice pentru reazemul *D*

Treapta	$q, \%$	$n, \text{rot/min}$	$n_m, \text{rot/min}$	$P = F_T, \text{daN}$	$P_{med}, \text{daN}$	$C/P_m$		$L_h, \text{ore}$	
						$\frac{10^6}{(C/P_m)^3}$		64805	64706
I	0,5	546	1350*)	475	780	3,4	6,22		
II	3,5	876		542					
III	25	1406		920					
IV	65	2250		745					
V	5,5	3600		—					
m.1	0,5	507		538		58,5	440	523	3960

\*) La determinarea lui  $n_m$  nu s-a ținut seama de turația prizel directe; în această situație rulmentul nu funcționează.

Din [56, 57] se aleg variantele:

— rulmentul 64805 (colivie cu role cilindrice) cu  $C = 2650 \text{ daN}$  și  $C_0 = 3000 \text{ daN}$ , cu turația limită  $4000 \text{ rot/min}$ ;

— rulmentul 64706 (colivie cu role cilindrice) cu  $C = 4850 \text{ daN}$  și  $C_0 = 5900 \text{ daN}$ , cu turația limită  $3300 \text{ rot/min}$ .

Datele caracteristice pentru alegerea rulmenților reazemului *D* sint prezentate în tabelul 46.

Se poate adopta rulmentul cu ace 64706, deoarece la priza directă — unde turația arborelui secundar este mai mare decît turația limită a rulmentului — nu există mișcare relativă între arborele primar și cel secundar, deci rulmentul nu funcționează.

Reazemul *E* preia sarcini combinate, radiale și axiale. Condițiile de funcționare sint identice cu ale reazemului *D*.

Din [56, 57] se aleg variantele:

— rulmentul 6211 (radial cu bile) cu  $C = 3400 \text{ daN}$  și  $C_0 = 2600 \text{ daN}$ ;

Datele caracteristice pentru reazemul E

Dreapta	$q$ , %	$n$ , rot/min	$n_m$ , rot/min	$F_r$ , daN	$F_a$ , daN	$\frac{F_a}{F_r}$	$F_a/C_0$			$\epsilon$			$P$ , daN			$P_{med}$ , daN	$C/P_m$ ( $C/P_m$ ) <sup>2</sup>			$L_h$ , ore		
							6211	6311	3311	6211	6311	3311	6211	6311	3311		6211	6311	3311	6211	6311	3311
I	0,5	546	2020	—	—	—	—	—	—	2020	2020	2020	2020	6311	6211	3311	3,68	3,45	10,58	404	1320	9460
II	3,5	876	1335	892	0,668	0,343	0,21	0,35	—	0,56 · 1135 + 1,05 · 892 = 1685	0,56 · 1335 + 1,27 · 892 = 1685	0,668 · 892 = 1723	0,56 · 500 + 1,1 · 683 = 1031	0,56 · 500 + 1,35 · 683 = 1205	0,56 · 500 + 1,07 · 683 = 1031	925	1025	870	49,6	165	1165	1320
III	25	1406	500	683	1,372	0,263	0,161	0,375	0,95	0,56 · 500 + 1,1 · 683 = 1031	0,56 · 500 + 1,35 · 683 = 1205	0,6 · 500 + 1,07 · 683 = 1031	0,56 · 368 + 1,27 · 540 = 892	0,56 · 368 + 1,42 · 540 = 972	0,6 · 368 + 1,07 · 540 = 799	925	1025	870	49,6	165	1165	1320
IV	65	2250	368	540	1,468	0,208	0,127	0,35	0,307	0,56 · 368 + 1,27 · 540 = 892	0,56 · 368 + 1,42 · 540 = 972	0,6 · 368 + 1,07 · 540 = 799	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
V	5,5	3600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Tabelul 48

Sarcinile radiale și reacțiunile care acționează în transmisia centrală

Mărimea	$i_{II}=1,45$	Arborele 1 (angrenaj conic)		Arborele 2 angrenaj conic		angrenaj cilindric		Arborele 3 (angrenaj cilindric)
		A	B	C	D	E	F	
$M_0$ , daNcm	$i_{II}=1$	2800	4060	6888	9883	24383	35355	—
$n$ , rot/min	$i_{II}=1$	2000	1380	813	563	230	159	—
$F_0$ , daN	$i_{II}=1$	408	592	408	1572	1572	2280	—
$F_r$ , daN	$i_{II}=1$	102	592	396	592	592	858	—
$F_a$ , daN	$i_{II}=1$	396	148	102	423	423	858	—
$F_c$ , daN	$i_{II}=1,45$	574	574	102	148	613	613	—
Reazemul		A	B	C	D	E	F	
Reacțiunea								
$F_R$	$i_{II}=1$	298	292	1328	750	873	917	1328
$F_A$	$i_{II}=1$	396	—	321	—	—	423	613

- rulmentul 6311 (radial cu bile) cu  $C=5600$  daN și  $C_0 = 4250$  daN ;
- rulmentul 3311 (radial-axial cu bile pe două rînduri) cu  $C=9150$  daN și  $C_0 = 9300$  daN.

Datele caracteristice pentru alegerea rulmenților reazemului *E* sînt redade în tabelul 47.

Analizînd tabelele 42—47 se constată raționalitatea folosirii următorilor rulmenți :

- reazemul *A* : QJ 211 cu  $L_h=1685$  ore ;
- reazemul *B* : 3307, cu  $L_h = 1741$  ore ;
- reazemul *C* : doi rulmenți 6207, cu  $L_h = 1649$  ore ;

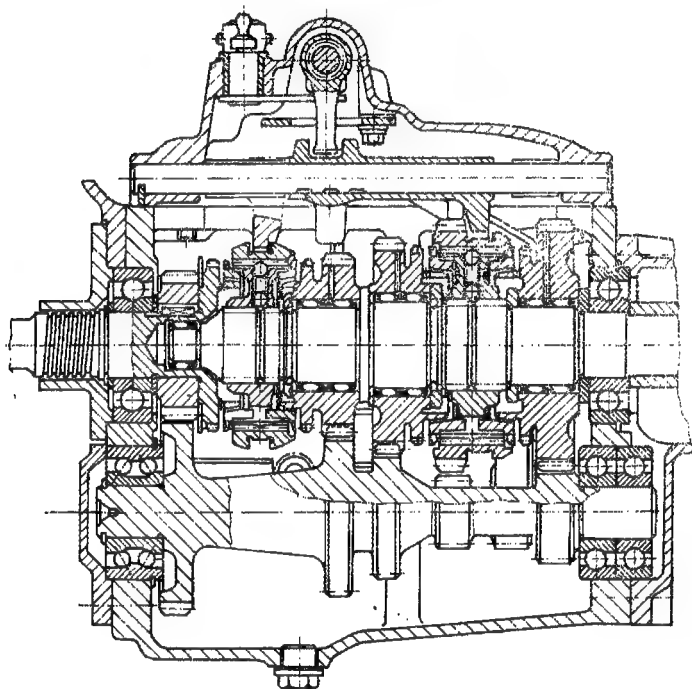


Fig. 153

- reazemul *D* : 64706, cu  $L_h = 3960$  ore ;
- reazemul *E* : 6311, cu  $L_h = 1320$  ore.

Soluția constructivă a cutiei de viteze în care sînt folosiți rulmenții aleși — din prezenta problemă — este prezentată în figura 153 [59].

**236** Schema cinematică a transmisiei centrale de la un autocamion — echipat cu un motor cu o putere  $P=140$  CP, la  $n_{pmax}=3600$  rot/min ( $n_{Mmax} = 2000$  rot/min) — este prezentată în figura 154. Au fost determinate — prin calcul — forțele din angrenaje și reacțiunile din reazeme. Valorile reacțiunilor — calculate pentru  $i_{cv} = 1^*$ ) — sînt redade în tabelul

\*) Raportul de transmitere al cutiei de viteze.

48. Să se aleagă rulmenții și să se determine durata de funcționare pentru fiecare reazem. Se cunosc:  $d_{1A} = 40$  mm,  $d_{1B} = 35$  mm,  $d_{2B,D} = 55$  mm,  $d_{3E} = 80$  mm,  $d_{3F} = 70$  mm. Autocamionul este echipat cu un reductor, cu două rapoarte de transmitere,  $i_I = 1$ ,  $i_{II} = 1,45$ , cel de-al doilea raport folosindu-se în cazul circulației pe drumuri neamenajate; duratele de funcționare ale transmisiei cu cele două rapoarte sînt 40 % și respectiv 60 %, din timpul total de funcționare.

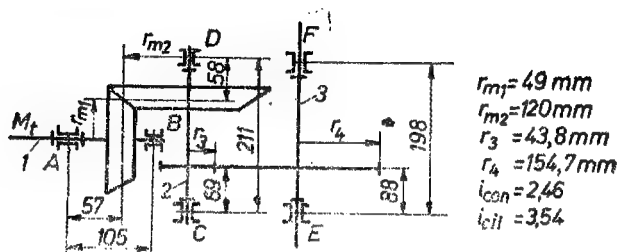


Fig. 154

### Rezolvare :

Se preconizează folosirea următorilor rulmenți [56, 57]:

- reazemul A: doi rulmenți 31308 cu  $C_1 = 4800$  daN,  $C = 1,715 \cdot C_1 = 1,715 \cdot 4800 = 8232$  daN și  $C_{01} = 3900$  daN;
- reazemul B: 2207 cu  $C = 3900$  daN și  $C_0 = 2950$  daN;
- reazemele C și D: 32311 cu  $C = 12700$  daN și  $C_0 = 12000$  daN;
- reazemul E: 30216 cu  $C = 9650$  daN și  $C_0 = 8800$  daN;
- reazemul F: 30214 cu  $C = 7800$  daN și  $C_0 = 7100$  daN.

Observație: Reazemul A — prin montarea a doi rulmenți radial-axiali, cu role conice — va prelua întreaga sarcină axială aferentă arborelui 1, reazemul B preluând numai sarcinile radiale.

Pentru determinarea sarcinilor axiale, care sînt preluate de rulmenții reazemelor C, D, E și F — reazeme cu rulmenți radial-axiali cu role conice — se urmărește metoda de calcul de la problema 227, obținîndu-se valorile forțelor axiale indicate în tabelul 49.

Cunoscînd datele rulmenților preconizați a fi folosiți, problema se încadrează în cazul 4 de rezolvare (v. tabelul 37); introducînd și valorile  $P_m$  determinate — conform relațiilor din tabelul 38 pentru sarcini și turații variabile — se obțin datele indicate, pentru toate reazemele, în tabelul 50\*).

Pentru determinarea duratelor reale de funcționare — prezentate în tabelul 50 — se folosește relația:

$$I_{hm} = \frac{10^5}{\frac{q_1}{L_{h1}} + \frac{q_2}{L_{h2}}} \text{ [ore]},$$

\*) Duratele de funcționare — pe fiecare treaptă — sînt aceleași ca la problema 235.

Calculul sarcinilor axiale din reazemele arborilor 2 și 3

Lăgărele C și D	$\frac{F_{R_C}}{Y_C}$ $Y_C = 1,75$	$\frac{F_{R_D}}{Y_D}$ $Y_D = 1,75$	$F_A$	$F_{a_C}$	$F_{a_D}$
Valorile calculate	$\frac{1328}{1,75} = 758$	$\frac{750}{1,75} = 325$	$\frac{321}{\leftarrow C}$	$F_A + 0,5 \frac{F_{R_D}}{F_D} =$ $= 321 + 0,5 \cdot$ $\cdot 325 = 483,5$	—
Lăgărele E și F	$\frac{F_{R_E}}{Y_E}$ $Y_E = 1,45$	$\frac{F_{R_F}}{Y_F}$ $Y_F = 1,45$	$F_A$	$F_{a_E}$	$F_{a_F}$
Valorile calculate	$\frac{873}{1,45} = 602$	$\frac{917}{1,45} = 632$	$\frac{423}{\rightarrow F}$	—	$F_A + 0,5 \frac{F_{R_E}}{Y_E} =$ $= 423 + 0,5 \cdot$ $\cdot 602 = 724$
Observație: C — reprezintă sensul forței axiale totale, care în acest caz este îndreptată spre reazemul C					

în care:  $q_1 = 40$  și  $q_2 = 60$ , corespund circulației pe drumuri bune și respectiv pe drumuri neamenajate;  $L_{h1}$  și  $L_{h2}$  — duratele de funcționare, în ore, pentru  $i_I = 1$  și respectiv  $i_{II} = 1,45$ .

Analizînd datele tabelului 50 se constată că:

- reazemele B și C au fost corect alese, admițînd o durată de funcționare de 2500...3500 ore pentru rulmenții transmisiei;
- reazemul F este subdimensionat;
- reazemele A, D și E sînt supradimensionate.

Se precizează că alegerea rulmenților — pentru acest tip de transmisii — este impusă, în general, de dimensiunile arborilor pe care se montează rulmenții; aceste dimensiuni sînt obținute prin calcul și din considerente de montare.

Soluția constructivă a transmisiei centrale analizate — în care s-au montat rulmenții menționați în această problemă — este prezentată în figura 155 [59].

Datele caracteristice pentru reazemele transmisiei centrale

Reazemul	Treapta	$q_r$ %	$n_r$ rot/min	$n_{m2}$ rot/min	$F_{r1}$ daN	$F_{a1}$ daN	$\frac{F_{a1}}{F_{r1}}$	$e$	$X$	$Y$	$P_r$ daN $i_{r1}=1$ $i_{r1}=1,45$	$P_m$ daN $i_{r1}=1$ $i_{r1}=1,45$	$C/P_m$ $i_{r1}=1$ $i_{r1}=1,45$	$[C/P_m]^{10}/4$ $i_{r1}=1$ $i_{r1}=1,45$	$L_h$ ore $i_{r1}=1$ $i_{r1}=1,45$	$L_{hmax}$ ore	
A 31 308 $C_1=4800$ $C=1,715$ 4800	I	0,5	303	1136	1954	2610	1,33	0,82	0,4	0,72	2690	792	10,39	2123	35628	14467	
	II	3,5	486		1224	1627					1677	1143	7,17	706	10363		
	III	25	781		762	1013					1044						
	IV	65	1250		476	633					652						
	V	5,5	2000		298	356					408						
B 2207 $C=3000$	I	0,5	303	1136	1927		—	—	1	0	1927	576	6,7	583	8560	3471	
	II	3,5	486		1200	1200					835	4,67	169	2485			
	III	25	781		747	747											
	IV	65	1250		467	467											
	V	5,5	2000		292	292											
C 32 311 $C=12\ 700$	I	0,5	123	461	8761	3191	0,364	0,34	0,4	1,75	9090	2676	4,74	178	6134	2604	
	II	3,5	197		5458	1987					5660	3880	3,27	51,6	1865		
	III	25	317		3400	1238					3526						
	IV	65	508		2125	774					2204						
	V	5,5	813		1328	483,5					1377						
D 32 311 $C=12\ 700$	I	0,5	123	461	4950		—	—	1	0	4950	1454	8,734	1362	49857	19968	
	II	3,5	197		3082	3082					2108	6,02	395	14299			
	III	25	317		1920	1920											
	IV	65	508		1200	1200											
	V	5,5	813		750	750											
E 30 216 $C=9650$	I	0,5	35	130	5761		—	—	1	0	5761	1697	5,68	326	41835	16977	
	II	3,5	56		3588	3588					2460	3,92	94,76	12149			
	III	25	90		2234	2234											
	IV	65	143		1356	1386											
	V	5,5	230		873	873											
F 30 214 $C=7800$	I	0,5	35	130	6052	4778	0,79	0,41	0,4	1,45	9349	2755	2,83	32	4102	1712	
	II	3,5	56		3768	2976					5822	3995	1,97	9,61	1233		
	III	25	90		2347	1853					3626						
	IV	65	143		1467	1158					2266						
	V	5,5	230		917	724					1417						

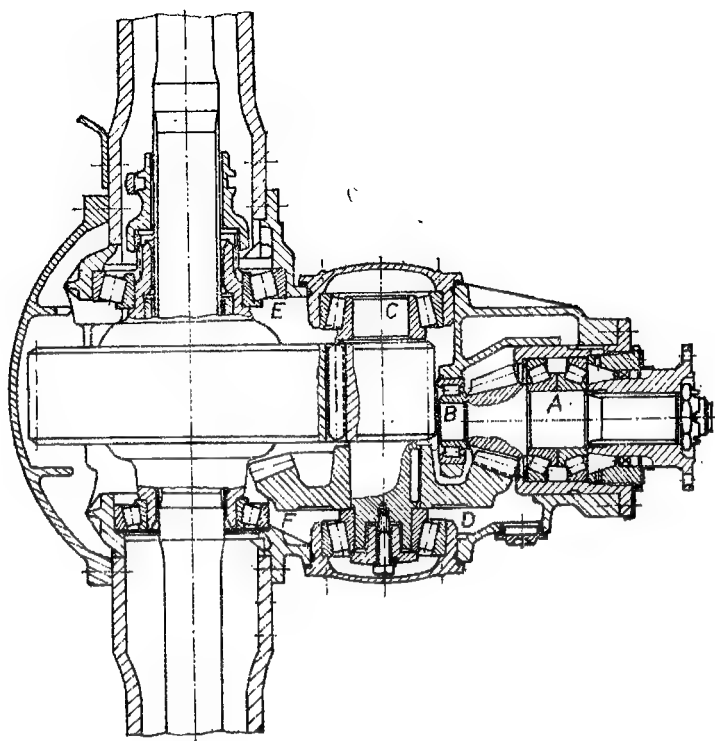


Fig. 155

**237** Un arbore este introdus într-un reductor cilindric vertical—fără plan de separație la nivelul arborelui—diametrul exterior al pinionului fiind mai mare decât diametrul exterior al rulmentului (fig. 156).

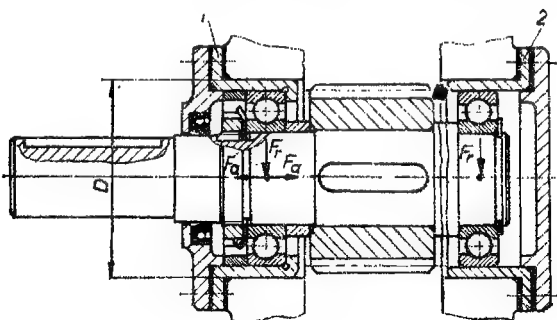


Fig. 156

Neexistind plan de separație, la nivelul axei arborelui, rezultă că arborele trebuie montat prin alezaje care au axa comună cu a arborelui. Deoarece  $D_p$  pinion, este mai mare decât diametrul exterior al rulmenților, trebuie executate alezaje cu  $D$  mai mare decât al pinionului. Se vor introduce apoi pabarele 1 (fig. 156) cu diametrul exte-

Calculind arborii, s-au determinat reacțiunile în reazeme, care sînt de valori medii. Cunoșcînd că arborele funcționează la temperaturi ridicate și că are o lungime mare, să se realizeze montajul cu rulmenți al acestuia.

### Rezolvare :

Neexistînd plan de separație, la nivelul axei



rior  $D$  egal cu al alezajului prelucrat; diametrul interior este egal cu diametrul exterior al rulmentului.

Deoarece arborele are lungime mare și funcționează la temperaturi ridicate trebuie să i se asigure posibilitatea de dilatare, care se obține prin rulmentul din dreapta ce se poate deplasa — împreună cu arborele — în alezajul paharului 2; sarcina axială, în ambele sensuri, este preluată de rulmentul din stânga (radial cu bile) fixat atît pe inelul interior, cît și pe exterior. Se realizează astfel montajul din figura 156 cu rulmenți radiali cu bile pe un rînd (STAS 3041-68).

**238** Să se realizeze montajul unui arbore de intrare — într-un reductor cilindric — asupra căruia acționează forțe radiale și tangențiale mari (în angrenaj), dilatațiile termice ale arborelui fiind de valoare însemnată.

### Rezolvare :

Forțele radiale și tangențiale, din angrenaj, se reduc în reazeme la forțe radiale, dispuse în planuri reciproc perpendiculare, rezultanta fiind tot o sarcină radială. Valorile acestor forțe fiind mari — și respectînd în același timp și condiția de dilatație termică a arborelui — se vor monta, în cele două reazeme, rulmenți radiali cu role (fig. 157).

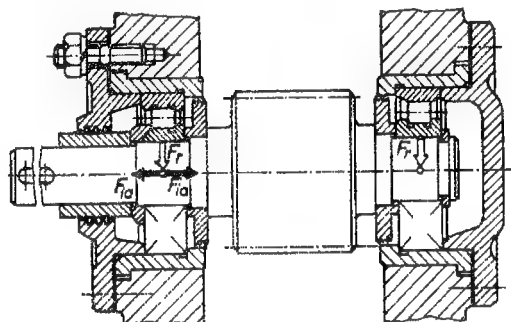


Fig. 157

*Observație.* Montajul acestor rulmenți se caracterizează prin fixarea celor două inele ale rulmentului, în ambele sensuri. Rulmentul A fixează axial arborele în ambele sensuri (seria NUP, NU 22/HJ 22 — STAS 3042-68, respectiv STAS 6200-68).

**239** Arborele portfreză — a unei mașini de frezat (plan) — este solicitat în timpul așchierii, de forțe radiale și tangențiale mari. Ținînd seama de faptul că arborele se deformează elastic, să se realizeze montajul rulmenților de sprijin. Rulmenții se ung cu unsoare consistentă.

### Rezolvare :

Deoarece arborele se deformează elastic, în reazeme vor apărea deformări unghiulare. Rulmenții care pot prelua astfel de deformări sînt rulmenții oscilanți (cu bile, STAS 6846-68 sau cu role, STAS 3918-68). În cazul deformării elastice, punctele de aplicație ale reazemelor se apropie, ceea ce duce la faptul că un rul-

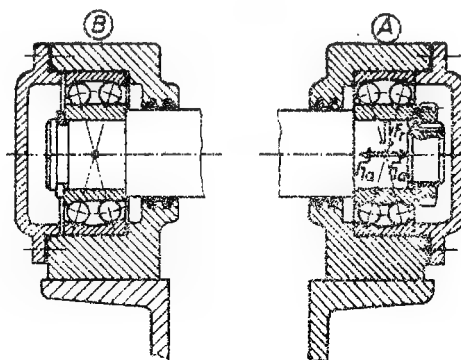


Fig. 158

ment trebuie fixat atît pe arbore cît și în carcasă (rulmentul *A*), celălalt fiind liber în carcasă, pentru deplasarea în stînga și în dreapta (rulmentul *B*).

La sarcini medii și mari se folosesc rulmenți radiali oscilanți cu bile, conform fig. 158\*).

**240** Pe arborele de intrare — dintr-un reductor cilindric — este executat un pinion, cu dantură înclinată. Forțele tangențiale, radiale și axiale sînt de valori medii, arborele fiind rigid. Să se realizeze montajul rulmenților de sprijin.

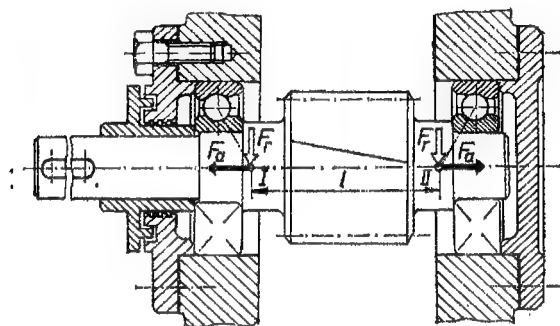


Fig. 159

(fig. 159). Fiecare rulment preia sarcina radială a lagărului și sarcina axială exterioară.

*Observație.* În cazul unor sarcini radiale și axiale mari se întrebuițează rulmenți radial-axiali cu role conice (STAS 3920-63).

**241** Să se realizeze subansamblul arborelui de intrare — dintr-un reductor melcat — care transmite un moment de torsiune mic. Sarcinile din lagăre — radiale și axiale — au valori medii, arborele funcționînd la temperaturi ridicate.

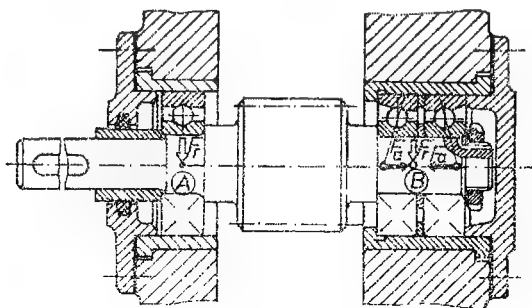


Fig. 160

\*) În figura 158 s-a notat cu  $F_{ta}$  — fixarea axială.

### Rezolvare :

Pentru preluarea sarcinilor axiale se folosesc rulmenți radial-axiali cu bile (STAS 7416-69), astfel încît arborele să fie fixat axial în ambele sensuri. Pentru mărirea rigidității arborelui rulmenții se montează în X, lungimea de calcul a arborelui fiind  $l$

### Rezolvare :

La temperaturi ridicate dilatațiile termice sînt însemnate, din această cauză trebuind să se realizeze astfel montajul, încît să se permită deformarea liberă a arborelui. În cazul sarcinilor radiale medii, se montează rulmenți radiali cu bile (STAS 3041-68) care se deplasează — la deformarea arborelui — în -

preună cu arborele. În reazemul *B* se vor monta doi rulmenți radial-axiali cu bile, pe un rînd (STAS 7416-69), rulmenți care preiau — ca urmare a montajului — sarcina axială din angrenaj, în ambele sensuri (fig. 160).

*Observație.* La sarcini mari — radiale și axiale — în reazemul *A* se vor monta rulmenți cu role cilindrice (STAS 3043-68), iar în reazemul *B* — rulmenți radial-axiali cu role conice (pereche), STAS 3920-68.

**242** Asupra reazemelor unui arbore de intrare — dintr-un reductor conic — acționează sarcini radiale și axiale mari. Să se realizeze montajul cu rulmenți al acestui arbore, știind că dilatațiile termice nu sînt însemnate.

### Rezolvare :

Montajul se va realiza cu rulmenți radial-axiali, cu role conice. Pentru mărirea rigidității arborelui se va executa un montaj în X al rulmenților. Forțele axiale (fixarea axială) — în cele două sensuri — sînt preluate de cei doi rulmenți (STAS 3920-68), fiecare într-un sens (fig. 161).

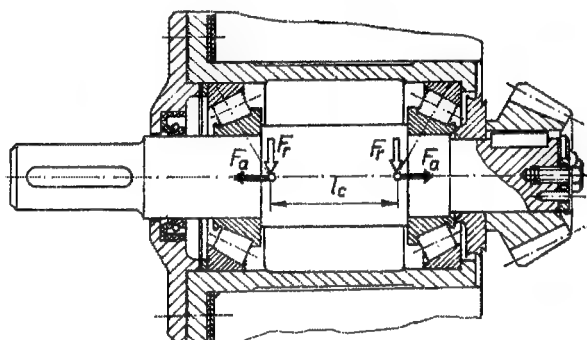


Fig. 161

**243** Să se realizeze montajul unui arbore vertical solicitat de forțe radiale medii în reazemul *B* și mari — în reazemul *A* (fig. 162).

### Rezolvare :

În reazemul *A* — unde sarcinile radiale sînt mai mari — se montează un rulment radial cu role cilindrice (STAS 3043-68), iar în reazemul *B* — un rulment radial cu bile pe un rînd (STAS 3041-68). Montajul se execută astfel, încît rulmenții preiau numai sarcini radiale.

Sarcina axială într-un singur sens — sensul greutății proprii — este preluată, în reazemul *B* (fig. 162), de un rulment axial cu bile, cu simplu efect (STAS 3921-68).

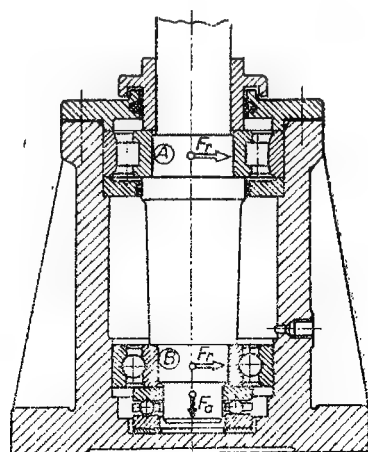


Fig. 162

**244** Să se realizeze montajul arborelui de intrare dintr-un reductor melcat. Forțele radiale din reazeme au valori mari; forțele axiale — de valori mari — acționează în ambele sensuri.

### Rezolvare :

Pentru preluarea sarcinilor radiale se folosesc rulmenți radiali cu role cilindrice (STAS 3043-68) în ambele reazeme; pentru preluarea sarcinii axiale — în ambele sensuri — se folosește un rulment axial cu bile cu dublu efect STAS 3922-68 (conform fig. 141).

**245** Care este durata de funcționare a unui rulment radial cu bile, seria 6208, solicitat de o forță radială  $F_r=150$  daN, la o turație de 1600 rot/min ?

**246** Un rulment seria 6206 este solicitat de o sarcină radială  $F_r=150$  daN și axială  $F_a=50$  daN, la  $n=1250$  rot/min. Să se determine durabilitatea și durata de funcționare a acestui rulment.

**247** Știind că  $F_r=0,75 F_a$ , să se determine sarcina radială capabilă a fi preluată de un rulment radial-axial cu bile 7205 ( $C=1160$  daN și  $C_0=780$  daN) care trebuie să funcționeze 10000 ore la o turație  $n=1250$  rot/min.

**248** Un rulment cu role cilindrice este solicitat de o forță radială  $F_r=400$  daN și una axială  $F_a=60$  daN. Ce rulment (seria NUP) se poate folosi, dacă este impusă o durată de funcționare  $L_h=12000$  ore, la o turație  $n=2000$  rot/min, în condițiile unei ungeri cu unsoare consistentă? rulmentul funcționează continuu ( $a=75$ , din tabelul AI-25). Diametrul arborelui pe care se montează rulmentul este  $d=30\dots35$  mm.

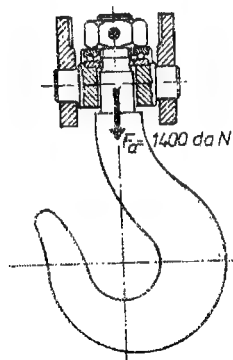


Fig. 163

**249** Un rulment axial cu bile cu simplu efect (seria 51205) este solicitat de o sarcină constantă  $F_a=550$  daN. Să se determine durabilitatea și durata de funcționare a rulmentului, în cazul în care acesta funcționează la o turație  $n=1600$  rot/min.

**250** Pe un rulment axial cu bile — solicitat de o sarcină axială  $F_a=1400$  daN — se sprijină cîrligul unei macarale (fig. 163); rulmentul este montat pe un arbore cu mișcare oscilatorie. Să se aleagă tipul de rulment necesar, care să asigure o funcționare ușoară și fără vibrații. Diametrul arborelui este  $d=25$  mm.

**251** Un rulment axial cu bile, cu simplu efect (seria 51203), este solicitat de o sarcină axială  $F_a=1200$  daN. Să se verifice rulmentul știind că se execută o lăgăruire precisă și se cere o funcționare ușoară și fără vibrații.

**252** Ce sarcină poate prelua un rulment axial-oscilant cu role 29412 ( $C_0 = 44000$  daN), dacă arborele—pe care este montat rulmentul — se rotește cu  $n = 5$  rot/min.

**253** Un rulment radial-oscilant cu bile (seria 2208) este solicitat de o sarcină radială  $F_r = 200$  daN și una axială  $F_a = 80$  daN. Să se verifice capacitatea de încărcare statică a rulmentului. Ce durabilitate ar avea la o turație de  $n = 1250$  rot/min?

**254** Pe un arbore este montată o roată, cu dantură în V; sarcinile radiale din reazeme sînt mari. Să se realizeze montajul acestui arbore pe rulmenți.

**255** Să se proiecteze subansamblul arborelui de intrare — dintr-un reductor cilindric cu dantură înclinată — asupra căruia acționează forțe radiale și axiale mari. Se preconizează o ungere cu unsoare consistentă a rulmenților.

**256** Asupra reazemelor unui arbore de intrare — dintr-un reductor melcat — care funcționează la temperaturi ridicate, acționează forțe radiale și axiale mari. Să se aleagă rulmenții corespunzători și să se realizeze montajul acestora.

**257** Să se execute montajul rulmenților la un arbore de intrare — dintr-un reductor conic — știind că forțele axiale care acționează asupra reazemelor sînt de valoare medie; forțele radiale pe reazemul de lingă pinion au valoare foarte mare, iar pe reazemul depărtat — de pinion — valoare medie. Trebuie realizat montajul astfel încît acesta să permită deformații termice.

**258** Asupra reazemelor unui arbore vertical acționează forțe radiale mari, sub acțiunea forțelor exterioare arborele deformîndu-se elastic. Să se realizeze montajul cu rulmenți al acestui arbore.

**259** Să se execute montajul cu rulmenți al subansamblului arborelui intermediar — al unui reductor în două trepte — asupra căruia acționează forțe radiale și axiale mari, deformațiile termice fiind însemnate.

**260** Asupra unui arbore acționează numai forțe radiale. Să se realizeze un montaj care să folosească — în cele două reazeme — rulmenți radiali, cu role cilindrice; fixarea axială trebuie asigurată în ambele sensuri, fiecare rulment urmînd să asigure fixarea axială într-un singur sens.

**261** Să se realizeze montajul unui arbore de intrare — dintr-un reductor conic — arborele fiind solicitat de forțe axiale mici. Reacțiunea radială din reazemul de lângă pinion este mare, iar cea din reazemul de la capătul opus — mică.

**262** Să se realizeze montajul arborelui de intrare, dintr-un reductor conic, știind că dilatațiile termice sînt însemnate, iar forțele (axiale și radiale) care solicită arborele sînt mari.

**263** Sarcinile radiale și axiale, dintr-un angrenaj melcat sînt mari. Să se execute montajul arborelui de intrare știind că există condiții bune de răcire; arborele este rigid.

## NOTAȚII FOLOSITE

$A$	— aria unei suprafețe de frecare (a unui disc);
$B$	— inducția, în Tesla (T);
$k_a$	— rigiditatea arcului, la cuplajele <i>Cardflex</i> și la cuplajele de siguranță;
$d, D$	— diametrul arborelui, respectiv diametrul exterior al cuplajului;
$d_1$	— diametrul rolei, la cuplajele unisens;
$d_c$	— diametrul conductorului bobinajului electromagnetului;
$e$	— excentricitatea arborilor;
$F_a, F_c$	— forța de acționare a pîrghiilor de cuplare, respectiv forța de cuplare;
$F_{ad}$	— forța necesară pentru arcurile de decuplare;
$G$	— greutatea elementului intermediar, la cuplajele <i>Oldham</i> ;
$GD^2$	— momentul de rotație redus la arborele condus;
$h_{min}$	— grosimea minimă a bandajului de cauciuc, la cuplajele <i>Periflex</i> ;
$i$	— numărul suprafețelor de frecare, la cuplajele cu fricțiune;
$K_s$	— coeficientul de siguranță al cuplajului;
$\beta$	— coeficientul de siguranță la ambreiajele auto;
$M_a$	— momentul necesar accelerării, la cuplajele cu fricțiune;
$M_{tn} \left( \frac{P_n}{n} \right)$	— momentul nominal de torsiune; raportul dintre puterea nominală $P_n$ și turația $n$ a cuplajului;
$M_{tc}, M_{lim}$	— momentul de torsiune de calcul, respectiv momentul de torsiune limită, pentru cuplajele de siguranță;
$n_s$	— numărul șuruburilor la cuplajele — manșon, la cuplajele cu flanșe și la cuplajele <i>Periflex</i> ; numărul știfturilor, la cuplajele de siguranță cu element de rupere;
$n_{sp}$	— numărul de spire al bobinajului electromagnetului;
$p, p_a$	— presiunea, respectiv presiunea admisibilă pe suprafețele în contact;
$s_{cu}$	— secțiunea conductorului de cupru al bobinajului electromagnetului;
$S$	— suprafața totală a polilor electromagnetului (suprafața străbătută de fluxul magnetic) la acționarea electromagnetică a cuplajelor;

$z$	— numărul total al discurilor la cuplajele multidisc;
	— numărul total al arcurilor la cuplajele <i>Cardflex</i> ; numărul bolțurilor la cuplajele elastice cu bolțuri; numărul bilelor la cuplajele de siguranță cu bile și canal trapezoidal;
$Z_h$	— numărul de cuplări pe oră;
$\delta_1$	— săgeata inițială, de montaj, a arcului;
$\lambda$	— coeficientul repartiției neuniforme a sarcinii între bile;
$q$	— presiunea uleiului la acționarea hidraulică a cuplajelor;
$Q, q_a$	— solicitarea termică, respectiv solicitarea termică admisibilă a discurilor, la cuplajele cu fricțiune;
$\omega_1, n_1$	— viteza unghiulară, respectiv turația arborelui conducător;
$\omega_2, n_2$	— viteza unghiulară, respectiv turația arborelui condus;
$\mu$	— coeficientul de frecare;
$\sigma_k, \sigma_{ak}$	— efortul unitar efectiv de contact, respectiv rezistența admisibilă la contact;
$\sigma_{at}, \sigma_{as}$	— rezistența admisibilă la întindere, respectiv la strivire;
$\sigma_{02}$	— limita de curgere a materialului;
$\tau_{af}$	— rezistența admisibilă la forfecare.

## RELAȚIILE, RECOMANDĂRILE ȘI METODICA DE CALCUL

Mărimea sarcinilor — care acționează asupra cuplajelor — depinde de tipul și caracteristica mașinii motoare, de regimul de funcționare al mașinii antrenate și de influența cuplajului asupra lanțului cinematic al sistemului de acționare.

Momentele *nominale* (*normale*) de torsiune — indicate în documentația tehnică a firmelor producătoare sau în standarde — corespund valorilor maxime care pot fi preluate de cuplaj, în regimul static de funcționare. În regim dinamic, cuplajul trebuie să suporte suprasarcinile din timpul demarajului și șocurile posibile din timpul funcționării sistemului.

Momentele de torsiune de calcul  $M_{tc}$  se determină cu relația [15, 52, 60]:

$$M_{tc} = K_s M_{tn},$$

în care:  $K_s$  este coeficientul de siguranță, determinat — pe baza experienței de exploatare a diferitelor mașini — în funcție de tipul mașinii motoare și al cuplajului, precum și de tipul și regimul de funcționare al mașinii antrenate.

Valorile coeficientului de siguranță  $K_s$  se pot lua din STAS 6589-74, 769-73, 870-73 și 5982-78. Pentru cuplajele permanente fixe — montate între motorul electric și mașina antrenată — valorile orientative ale coeficientului  $K_s$  se aleg din tabelul AI-27 [52]. Pentru cuplajele dințate, cuplajele elastice cu elemente solicate la compresiune (cu bolțuri, cu gheare și blocuri (plăci) din cauciuc) și pentru cuplajele intermitente cu fricțiune (ambreiaje) se recomandă [60]:

$$K_s = K_1 K_2 K_3,$$



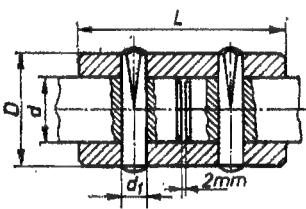
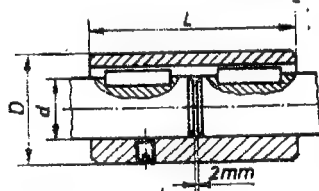
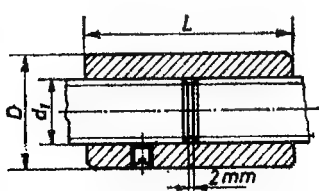
unde :  $K_1$  este coeficientul care depinde de mașina motoare și de mașina antrenată;  $K_2$  — de regimul zilnic de funcționare al mașinii antrenate;  $K_3$  — de frecvența cuplărilor pe oră a mașinii antrenate. Valorile acestor coeficienți sînt redată în tabelele AI-28, AI-29 și AI-30 [60].

Pentru cuplajele de siguranță valorile orientative ale coeficientului  $K_s$  se aleg din tabelul AI-39 [60].

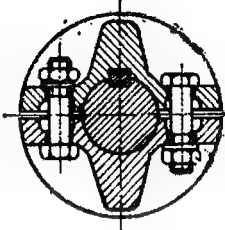
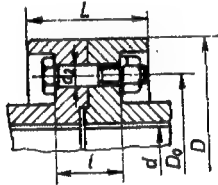
Metodica și recomandările necesare pentru calculul cuplajelor permanente fixe sînt prezentate în tabelul 51, iar relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor permanente mobile — de tip *Oldham* — sînt indicate în tabelul 52.

Tabelul 51

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul cuplajelor permanente fixe [9, 12–14, 31, 34, 52]

Schema constructivă a cuplajului	Relațiile de calcul	Elemente constructive. Rezistențe admisibile
<b>A. CUPLAJE CU MANȘON MONOBLOC</b>		
	<p><b>Cu știfturi :</b></p> $M_{l\text{cap}} = \frac{\pi}{4} d d_1^2 \tau_{af} \geq M_{lc}.$ <p>Se dimensionează sau se verifică știfturile :</p> $d_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{M_{lc}}{d \tau_{af}}};$ $\tau_f = \frac{4 M_{lc}}{\pi d d_1^2} \leq \tau_{af}.$	<p><b>Se recomandă :</b></p> $D \approx 1,8 d;$ $d_1 \approx 0,44 d;$ $L = (3,5 \dots 4) d;$ <b>pentru știfturi :</b> $\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}.$
	<p><b>Cu pene :</b></p> $M_{l\text{cap}} = \frac{1}{4} d h l_0 \sigma_{as} \geq M_{lc}.$ <p>Se determină lungimea necesară a penelor (v. tabelul 14) :</p> $l_0 = \frac{4 M_{lc}}{d h \sigma_{as}}.$	<p><b>Se recomandă :</b></p> $D \approx (1,8 \dots 2,0) d.$ <b>Pentru pene :</b> $\sigma_{as}$ , din tabelul 14.
	<p><b>Cu caneluri :</b></p> $M_{l\text{cap}} = \frac{1}{2} r_m s' L \sigma_{as} \geq M_{lc}.$ <p>Se determină lungimea asamblării canelate (v. tabelul 16)</p> $L \geq \frac{2 M_{lc}}{r_m s' \sigma_{as}}.$	<p><b>Se recomandă :</b></p> $D \approx (1,4 \dots 1,75) d.$ <b>Pentru caneluri :</b> $\sigma_{as}$ , din tabelul AII-10. $s' = 0,75 \left( \frac{D-d}{2} - 2g \right) z;$ $r_m = \frac{D+d}{4}.$

Tabelul 51 (continuare)

Schema constructivă a cuplajului	Relațiile de calcul	Elemente constructive, Rezistențe admisibile
<p style="text-align: center;"><b>B. CUPLAJE-MANSON</b></p> <div style="display: flex; align-items: center;">  <div style="margin-left: 20px;"> <math display="block">M_{tcap} = \frac{\pi}{4} \mu \sigma_{as} d^2 L \geq M_{tc}</math> <p>Forța ce revine unui șurub :</p> <math display="block">F_{01} = \frac{4 M_{tc}}{n_s \pi \mu d}</math> <p>se dimensionează șuruburile</p> <math display="block">d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 M_{tc}}{\pi^2 \mu d n_s \sigma_{at}}}</math> </div> </div>		<p>Se recomandă :</p> <p><math>D \approx (2,5 \dots 3) d</math>;  <math>L \approx (3,5 \dots 4) d</math>;          pentru șuruburi :  <math>\sigma_{at} = (0,3 \dots 0,5) \sigma_{02}</math>;  <math>\mu = 0,15</math>;  <math>\sigma_{as} \leq 0,8 \sigma_{02}</math>.</p>
<p style="text-align: center;"><b>C. CUPLAJE CU FLANȘE</b></p> <div style="display: flex; align-items: center;">  <div style="margin-left: 20px;"> <math display="block">M_{tcap} = \frac{\pi}{8} n_s D_0 d_2^2 \tau_{af} \geq M_{tc}</math> <p>Forța ce revine unui șurub :</p> <math display="block">F_{01} \geq \frac{2 M_{tc}}{D_0 n_s}</math> <p>Se dimensionează șuruburile</p> <math display="block">d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{8 M_{tc}}{\pi D_0 n_s \tau_{af}}}</math> </div> </div>		<p>Se recomandă :</p> <p><math>D \approx (3 \dots 5,5) d</math>;  <math>D_0 \approx (3 \dots 5) d</math>;  <math>L \approx (2,5 \dots 4) d</math>;  <math>l = (1 \dots 2) d</math>;  <math>\mu = 0,2 \dots 0,25</math>;  <math>\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}</math>.</p>

Caracteristica elastică și capacitatea de disipare a cuplajelor permanente mobile, cu elemente intermediare elastice — denumite uzual *cuplaje elastice* — sînt determinate de proprietățile materialelor elementelor intermediare elastice, care pot fi metalice sau nemetalice.

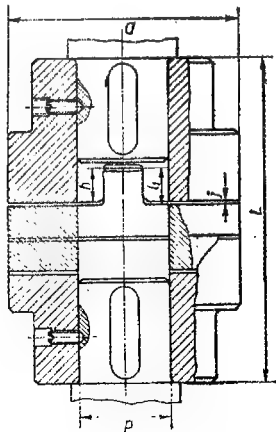
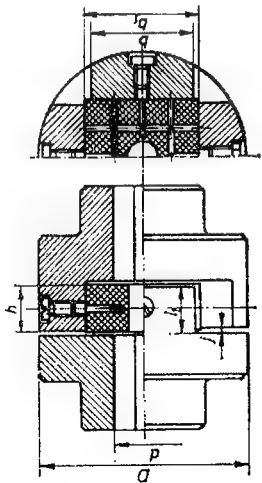
Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice sînt prezentate în tabelul 53, iar pentru cuplajele elastice, cu elemente intermediare nemetalice (din cauciuc) — în tabelul 54.

Datorită complexității fenomenelor — care au loc în timpul funcționării cuplajelor elastice cu elemente din cauciuc — calculul acestora este foarte greu și complicat. Din aceste motive, în tabelul 54 se prezintă doar relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor cu bolțuri și a cuplajelor de tip *Periflex*.

Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor intermitente cu fricțiune — cu discuri, conice și *Conax* — precum și recomandările necesare sînt indicate în tabelul 55.

Asupra capacității de funcționare a cuplajelor multidisc influențează considerabil regimul termic al acestora. Din această cauză, este necesară verificarea regimului termic la cuplajele multidisc, verificare ce se poate efectua cu relațiile din tabelul 55 [60].

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea cuplajelor Oldham [14, 24, 34, 52]

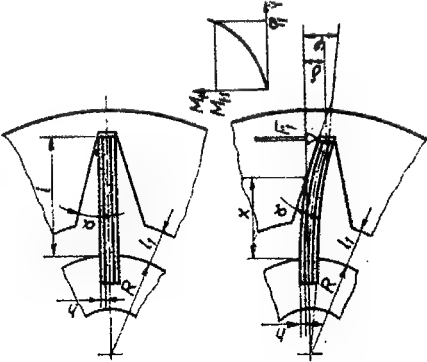
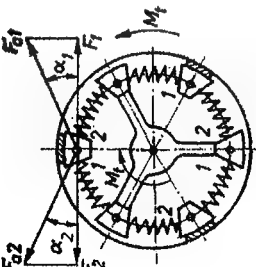
Tipul cuplajului	Relațiile de calcul	Elemente constructive, Rezistențe admisibile
<p>Cuplaj Oldham, cu element intermediar cilindric</p> 	$M_{Icup} = \frac{1}{12} (2D + d - e) (D - d - 2e) h \sigma_{as};$ <p>Se verifică:</p> $\sigma_s = \frac{12 M_{Ic}}{h (2D + d - e) (D - d - 2e)} \leq \sigma_{as},$ <p>sau:</p> $\sigma_s = \frac{12 M_{Ic}}{h (2D + d) (D - d)} + \frac{2 G \omega_1^2 e}{g h (D - d)} \leq \sigma_{as},$ <p>(pentru turații mari și excentricități mici).</p> $\eta \approx 1 - 5,3 \frac{\mu e}{D + d}$	<p> <math>D = (2,5 \dots 3)d,</math>  <math>L = (3,5 \dots 4)d,</math>     <math>\mu = 0,12 \dots 0,25,</math>  <math>l_1 = (0,3 \dots 0,45)d,</math>  <math>j = 1 - 2,5 \text{ mm},</math>  <math>e \leq 0,04 D,</math>  <math>h = l_1 - j;</math>  <math>\sigma_{as} = 150 \dots 300 \text{ daN/cm}^2,</math> pentru             oțeluri călite;  <math>\sigma_{as} = 75 \dots 100 \text{ daN/cm}^2,</math> pentru             elementul intermediar din fontă sau             bronz.         </p>
<p>Cuplaj Oldham, cu element intermediar prismatic</p> 	$M_{Icup} = \frac{1}{12} (b - 2e) (2b - e) h \sigma_{as};$ <p>Se verifică:</p> $\sigma_s = \frac{12 M_{Ic}}{h (2b - e) (b - 2e)} \leq \sigma_{as},$ <p>sau</p> $\sigma_s = \frac{6 M_{Ic}}{h b^2} + \frac{2 G \omega_1^2 e}{g h b},$ <p>(pentru turații mari și excentricități mici).</p> $\eta \approx 1 - 5,3 \frac{\mu e}{b}$	<p> <math>D = (3 \dots 4)d,</math>     <math>\mu = 0,12 \dots 0,25,</math>  <math>L = (3,5 \dots 5)d,</math>     <math>e \leq 0,05d,</math>  <math>l_1 = (0,6 \dots 0,8)d,</math>     <math>h = l_1 - j,</math>  <math>b = (0,5 \dots 0,55)D,</math>     <math>b_1 &gt; b + 2e,</math>  <math>j = 2 - 3 \text{ mm},</math>  <math>\sigma_{as} = 80 \dots 100 \text{ daN/cm}^2,</math> pentru             elementul intermediar din textolit         </p>

Pentru alegerea orientativă a dimensiunilor constructive v. tabelele AI-32 și AI-33.

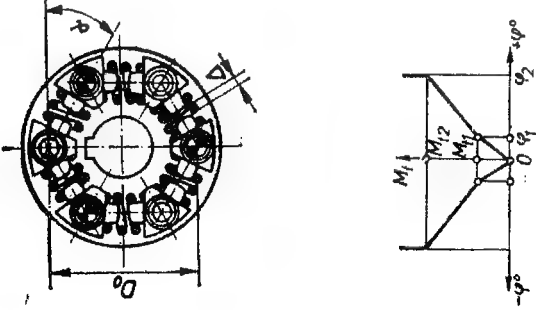
Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu elemente intermediare metalice [12, 14, 31, 34]

Tipul cuplajului și schema de calcul	Caracteristica elastică. Dimensionare	Relațiile de calcul și proiectare	Verificare
<p>Cu arc șerpuit, de tip Bibby</p>	<p>plăci la</p> $\varphi = \frac{M_t L^3}{3 z D_0^2 EI}$ $M_t = M_{t1} = \frac{12 z D_0 EI g_A}{L^2 \left( L - 3 \frac{a}{2} \right) + \frac{a^3}{2}}$ $\varphi = \varphi_1 = \frac{4 L^3 g_A}{L^2 \left( L - 3 \frac{a}{2} \right) + \frac{a^3}{2}} D_0$ <p>Pentru <math>M_t &gt; M_{t1}</math>:</p> $\varphi = \frac{M_t a^3}{3 z D_0^2 EI} + \varphi_1$ <p>Pentru dimensionare (secțiune dreptunghiulară):</p> $\frac{z D_0}{L - a} \geq \frac{6}{b l^2} \sigma_{af}$	<p>Se verifică:</p> $\sigma_i = 6 \frac{M_{t \max} (L - a)}{z D_0 b l^2} \leq \sigma_{af};$ $\tau_f = 2 \frac{M_{t \max}}{z D_0 b h} \leq \tau_{af};$ $\sigma_{af} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02};$ $\tau_{af} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_{02}$ <p>Se recomandă:</p> $y_A \approx \frac{1}{3} b;$ <p><math>z = 50 \dots 100</math> dinți, numărul golurilor dinților pe un semicuplaj;</p> <p><math>l \approx 2,5t</math>; <math>h = (0,2 \dots 0,25)b</math>;</p> <p><math>b = (0,8 \dots 1,0)t</math>;</p> $t = \frac{\pi D_0}{z};$ <p>Forma a: <math>D_0 = (0,7 \dots 0,8)D</math>;</p> <p>Forma b: <math>D_0 \approx 0,9 D</math>.</p>	
Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelul AI-34			

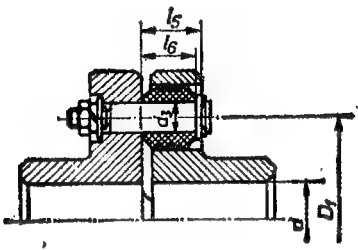
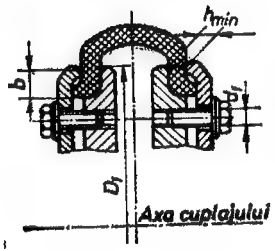
Tabelul 53 (continuare)

<p>Cu arcuri lamelare, dispuse radial</p> 	$\varphi_x = \alpha \frac{3l - x}{3R + x}; \quad \varphi_1 = \frac{2}{3} \frac{l}{R + l} \lg \alpha;$ $M_x = 2 \frac{EInz(R + x)(\varphi_x + \alpha)}{x^2}$ <p>Pentru</p> $M_t > M_{t1} = 2 \frac{EInz(R + l_1)(\varphi_1 + \alpha)}{l_1^2}$ $\varphi_{max} = \alpha \frac{3l - l_1}{3R + l_1}; \quad \begin{cases} \varphi_{max} = \varphi_{max} - \alpha; \\ \varphi_{max} = \frac{l_1}{h} \frac{\sigma_t}{E} \end{cases}$ <p>Caracteristica elastică se determină cu relația:</p> $\varphi = \frac{M_t l_1}{3znEI(R + l_1)^3}.$ <p>Pentru dimensionare:</p> $\frac{nz(R + l_1)}{l_1} \geq \frac{6}{b h^2} \frac{M_{tc}}{\sigma_{ai}}.$	<p>Se verifică:</p> $\sigma_t = 6 \frac{M_t u_m l_1}{nz(R + l_1) b l^2} \leq \sigma_{at};$ $\sigma_{ai} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{a2}; \quad M_t u_m \approx M_{tc}.$ <p>Se recomandă:</p> $R = (0,8 \dots 1,0) d;$ $l = (0,4 \dots 0,45) D \sim R;$ $b = (0,8 \dots 0,9) B.$ <p><math>z</math> — numărul pachetelor de arcuri;  <math>n</math> — numărul lamelor într-un pachet.</p>
<p>Cu arcuri elicoidale, de tip Cardflex</p> 	$M_{tc} = \frac{1}{2} k_a z D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha \leq M_{tcap}.$ <p><math>\varphi = \frac{2 M_t}{z k_a D_0^2 \cos \alpha}</math>, pînă la</p> $\varphi = \varphi_1 = \frac{2 \delta_0}{D_0}; \quad \delta_0 \dots \text{săgeata la montaj a arcului elicoidal,}$	<p>Se verifică bolțurile:</p> <p>— la încoaviere</p> $\frac{M_t u_m}{z D_0 d^3} l_2 \leq \frac{\pi}{32} \sigma_{at};$

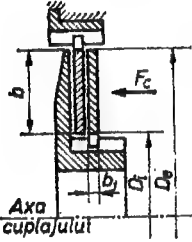
Tabelul 53 (continuare)

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul și proiectare	Verificare
	<p>cind :</p> $M_{I2} = M_{I1} = z k_a D_0 \delta_0 \cos \alpha.$ <p>Pentru <math>M_{I1} &gt; M_{I2}</math> :</p> $\varphi = \frac{4 M_{I1}}{z k_a D_0^2 \cos \alpha} - \varphi_1,$ <p>pină la <math>\varphi = \varphi_2 = \frac{2\Delta}{D_0}</math>, cind :</p> $M_{I2} = \frac{1}{2} z k_a D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha \leq M_{Ic}.$ <p>Se dimensionează arcurile elicoidale astfel încît</p> $F_{arc1} = \frac{2 M_{Ic}}{D_0 z \cos \alpha},$ <p>sau rigiditatea unui arc</p> $k_a = \frac{2 M_{Ic}}{z D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha} \text{ sau } k_a = \frac{M_{I2}}{z D_0 \delta_0 \cos \alpha}.$ <p>Pentru alegerea precomprimării arcului :</p> $\frac{\delta_0}{\delta_0 + \Delta} = \frac{M_{I1}}{2 M_{Ic}}.$	<p>unde :</p> $M_{Ilim} = (1,05 \dots 1,1) \frac{1}{2} z D_0 k_a (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha ;$ $\sigma_{af} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02}.$ <p>— la forfecare</p> $\frac{M_{Ilim}}{z D_0 d_1^2} \leq \frac{\pi}{8} \tau_{af},$ <p>unde :</p> $\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$ <p><math>d_1</math> — diametrul holurilor ;</p> <p><math>z</math> — numărul segmentelor pe un semicuplaj.</p> <p>Se recomandă :</p> <p><math>\varphi_{max} = \pm 5^\circ</math>, execuție obișnuită ;</p> <p><math>\varphi_{max} = \pm 10^\circ</math>, execuție specială.</p>
	<p>Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelul AI-36.</p>	

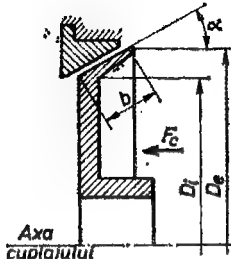
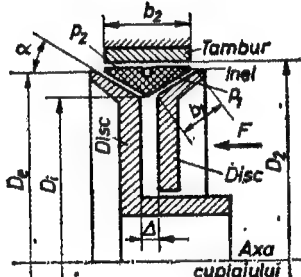
**Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor elastice cu  
elemente intermediare nemetalice [12--14, 31, 34, 52]**

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul și proiectare	
	Dimensionare	Verificare
<p>Cuplaj elastic cu bolțuri (STAS 5982-78)</p> 	$M_{tcap} = \frac{1}{2} D_1 n_s d_s l_6 \sigma_{as}$ <p>Se aleg din STAS 5982-78 (v. tabelul AI-37) sau din cataloage, pe baza diametrelor arborilor și a momentelor necesare de transmis.</p>	<p>— Strivirea între bolțuri și manșon</p> $\sigma_s = \frac{2M_{tc}}{D_1 n_s d_s l_6} \leq \sigma_{as};$ <p><math>\sigma_{as} = 50 \dots 70 \text{ daN/cm}^2</math>.</p> <p>— Încovoierea bolțurilor</p> $\sigma_l = \frac{10 M_{tc} l_5}{D_1 n_s d_s^3} \leq \sigma_{at};$ $\sigma_{at} = (0,25 \dots 0,4) \sigma_{02}.$
<p>Cuplaj cu bandaj de cauciuc (PERIFLEX)</p> 	$M_{tcap} = \frac{\pi}{2} D_1^2 h_{min} \tau_{af}; \quad M_{tcap} = \pi \mu b (D_1 - b)^2 p_a$ <p>— După alegerea din cataloage (v. și tabelul AI-39) a dimensiunilor de gabarit, se verifică viteza periferică:</p> $v = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} < v_{ad}.$ <p><math>v_{ad} = 17,5 \dots 20 \text{ m/s}</math>, pentru :</p> $\begin{cases} \gamma = 1,2 \dots 1,6 \text{ daN/dm}^2; \\ \sigma_{at} = 5 \text{ daN/cm}^2. \end{cases}$ <p>— Se determină :</p> $h_{min} D_1^2 = \frac{2 M_{tc}}{\pi \tau_{af}};$ <p><math>\tau_{af}</math> (v. tabelul AII-12)</p> <p>— Se dimensionează șuruburile :</p> $d_1 = \sqrt{\frac{4 M_{tc}}{\pi \mu n_s (D_1 - b) \sigma_{at}}};$ <p><math>\mu = 0,3 \dots 0,5</math>; <math>\sigma_{at} = (0,3 \dots 0,5) \sigma_{02}.</math></p>	<p>Se verifică, la strivire, bandajul de cauciuc :</p> $p = \frac{M_{tc}}{\pi \mu (D_1 - b)^2 b} \leq p_a;$ <p><math>p_a = 50 \dots 70 \text{ daN/cm}^2</math>.</p> $D_1 \approx \frac{D + D_0}{2}.$ <p>Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive v. tabelele AI-38 și AI-39</p>

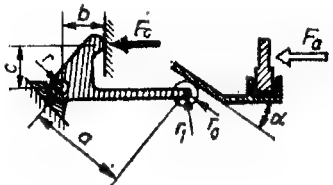
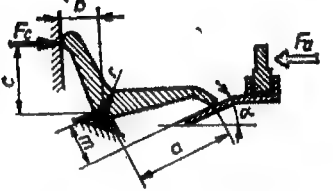
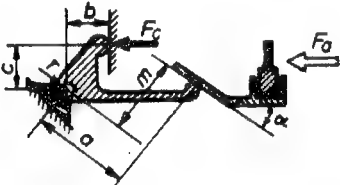
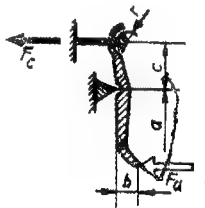
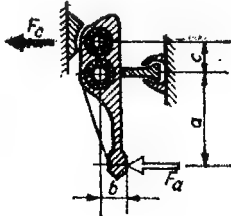
**Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor intermitente  
cu fricțiune [12-15, 34, 44, 52, 55, 60]**

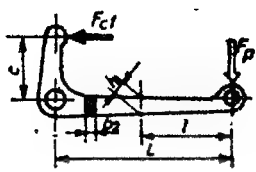
Tipul cuplajului și schema de solicitare	Relațiile de calcul	
	Dimensionare	Verificare
<p><i>Cuplaj cu discuri</i></p> 	$M_{tcap} = \frac{\pi}{8} \mu b (D_e + D_i)^2 p_a \geq M_{tc}$ $t D_m^3 = \frac{2}{\pi \psi} \cdot \frac{M_{tc}}{\mu p_a};$ $D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$ <p>Se recomandă :</p> $\psi = \frac{b}{D_m} = 0,15 \dots 0,35;$ $D_m = (2,5 \dots 4) d;$ $l = z_1 + z_2 - 1;$ $z_1 = z_2 + 1,$ <p>unde :</p> $z_1 \text{ — numărul discurilor conducătoare};$ $z_2 \text{ — numărul discurilor conduse}.$ <p>Se recomandă :</p> $l \leq 6, \text{ fără ungere},$ $l \leq 16, \text{ cu ungere};$ $F_c = \frac{2 M_{tc}}{\mu D_m},$ <p><math>\mu</math> și <math>p_a</math> din tabelul AI-40.</p> $M_{tc} = K_s M_t = K_s (M_a + M_r)$ <p>Momentul necesar accelerării — în timpul <math>t_a</math> — a unor mase cu momentul de inerție <math>GD^2</math> [daN·cm<sup>2</sup>]:</p> $M_a = K'_s \frac{GD^2 n_{cuplaj}}{375 t_a} \cdot 10^{-2} \text{ [daN·cm]},$ <p>unde <math>K'_s = 1,2 \dots 2</math>.</p>	<p>— Se verifică presiunea pe discuri :</p> $p = \frac{F_c}{\pi D_m b} \leq p_a,$ <p><math>p_a</math> — v. tabelul AI-40.</p> <p>— Se verifică asamblarea canelată a discurilor, conform indicațiilor din tabelul 16;</p> <p><math>b_1</math> — v. tabelul AI-41.</p> <p>— Se verifică regimul termic :</p> $Q = 1,37 \cdot 10^{-3} \frac{M_{tc} G D^2 Z_h}{(M_{tc} + M_{sarc}) A z} \cdot (n_2 - n_1)^2 \leq q_a;$ $z = z_1 + z_2$ <p><math>q_a</math> — din tabelul AI-42;</p> <p><math>G D^2</math> — din cataloage sau din tabelele AI-39 ... AI-45.</p> <p>— Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive v. tabelele AI-43 ... AI-49.</p>



Tipul cuplajului și schema de solicitare	Relațiile de calcul	
	Dimensionare	Verificare
<p><i>Cuplaj conic</i></p> 	$M_{tcap} = \frac{\pi}{8} \mu b (D_e + D_i)^2 p_a \geq M_{tc}$ $D_m = \sqrt{\frac{2}{\pi \psi} \cdot \frac{M_{tc}}{\mu p_a}}$ $D_m = \frac{D_i + D_e}{2};$ $\psi = \frac{b}{D_m} = 0,15 \dots 0,25;$ $b = (1 \dots 1,1)d;$ $F_c = 2 \frac{M_{tc}}{\mu D_m} \sin \alpha;$ $\alpha \geq 8 \dots 10^\circ, \text{ pentru metal}$ $\alpha \geq 12 \dots 15^\circ, \text{ pentru materiale nemetalice.}$	<p>Se verifică presiunea pe suprafața de contact</p> $p = \frac{F_c}{\pi D_m b \sin \alpha} \leq p_a,$ <p><math>\mu</math> și <math>p_a</math> din tabelul AI-40.</p>
<p><i>Cuplaj Conax</i></p> 	$M_{tcap} = \frac{\pi}{4} \mu_1 b_1 (D_e + D_i)^2 p_a \geq M_{tc};$ $M_{tcap} = \frac{\pi}{2} \mu_2 b_2 D_2^2 p_a \geq M_{tc}$ $b_1 D_m^2 = \frac{M_{tc}}{\pi \mu_1 p_a};$ $D_m = \frac{D_e + D_i}{2};$ $b_2 D_2^2 = \frac{2 M_{tc}}{\pi \mu_2 p_a};$ $\psi = \frac{b_1}{D_m} = 0,08 \dots 0,15.$ <p>Deoarece <math>p_1 &gt; p_2</math>, trebuie respectată condiția :</p> $b_2 > 2 b_1 \cos \alpha.$ <p>Pentru <math>\mu_1 = \mu_2</math>,</p> $D_m = D_2 \cos \alpha.$ $F_c = \frac{M_{tc}}{\mu_2 D_2} \operatorname{tg} \alpha =$ $= \frac{M_{tc}}{\mu_1 D_m} \sin \alpha$ <p><math>\mu</math> și <math>p_a</math>, din tabelul AI-40</p>	<p>Se verifică presiunea dintre discuri și inel :</p> $p_1 = \frac{F_c}{\pi b_1 D_m \sin \alpha} \leq p_a.$ <p>Se verifică presiunea dintre inel și tambur :</p> $p_2 = \frac{2 F_c}{\pi b_2 D_2 \operatorname{tg} \alpha} \leq p_a.$ <p>În cazul în care <math>b_2 \approx 2 b_1</math>, se verifică <math>\Delta &gt; 0</math> ;</p> $\Delta = b_2 - 2 b_1 \cos \alpha > 0.$ <p>Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelul AI-50.</p>

Relațiile pentru calculul forței de acționare a pîrghiilor de cuplare  
[12-15]

Schema de calcul	Relația de calcul
 	$F_a = z F_c \frac{c + \mu(b+r)}{a - \mu(r+m)} \cdot \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha}$
	$F_a = z F_c \frac{c + \mu(b+r)}{a - \mu(r+r_1)} \left( \sin \alpha + \mu \frac{r_1}{r_0} \right)$
	$F_a = z F_c \frac{c + \mu r}{a - \mu b}$
	$F_a = z F_c \frac{c}{a - \mu b}$

Schema de calcul	Relația de calcul
	$F_p = \frac{F_{c1}}{i_p}; \quad F_{c1} = \frac{F_c}{z}; \quad i_p = \frac{c}{L};$ $h = \sqrt{\frac{6lF_p}{b_2\sigma_{at}}}; \quad \sigma_{at} = (0,45 \dots 0,55)\sigma_{02};$ $i_p - \text{raportul de multiplicare a pîrghiilor},$ $z = \text{numărul pîrghiilor de cuplare}.$
<p>Lungimea pîrghiilor de cuplare</p> $L = (z_1 + z_2)b_1 + (30 \dots 50) \text{ mm},$ <p>pentru cuplul metal/metal și</p> $L = z_1b_1 + z_2b_1 + (30 \dots 50) \text{ mm},$ <p>pentru cuplul de materiale diferite.</p>	

În funcție de modul de comandă, cuplajele cu discuri pot fi cu acționare mecanică (prin pîrghii), pneumatică, hidraulică sau electromagnetică.

Relațiile pentru calculul forței de acționare  $F_a$  a pîrghiilor de cuplare sînt indicate în tabelul 56, pentru principalele tipuri de acționări mecanice, folosite la cuplajele intermitente cu fricțiune.

Jocul dintre discurile metalice — la cuplajul decuplat — se recomandă a se considera 0,25...0,5 mm, pentru cuplajele multidisc și 0,5...1 mm, pentru cuplajele *mono* și *bidisc*; la discurile nemetalice se recomandă 0,5...1 mm pentru cuplajele multidisc și 0,8...1,5 mm, pentru cuplajele *mono* și *bidisc* [52]. La cuplajele conice cu suprafețe metalice se recomandă un joc de 0,5...1 mm, iar în cazul suprafețelor nemetalice 1,5...2 mm [34].

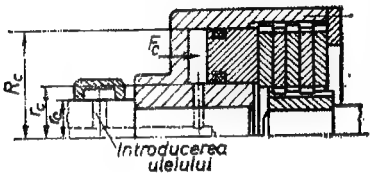
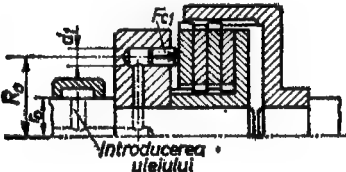
În ceea ce privește acționarea hidraulică a cuplajelor multidisc se recomandă urmărirea metodicii de calcul prezentate în tabelul 57 [52]. Forța la care trebuie calculate arcurile de decuplare  $F_{ad}$  se compune din forța axială care acționează asupra pistonului inelar — ca urmare a forțelor centrifuge ce acționează asupra uleiului — și din forța axială necesară pentru crearea suprapresiunii  $\Delta q$  în cilindru, la decuplarea cuplajului; suprapresiunea  $\Delta q$  depinde de viteza necesară de decuplare și de rezistențele hidraulice din magistrala de introducere a uleiului [52].

Pentru predimensionarea acționării electromagnetice a cuplajelor multidisc se pot folosi relațiile și recomandările prezentate în tabelul 58 [44, 48]\*).

Calculul cuplajelor limitative (de siguranță) cu element de rupere (forfecare), cu fricțiune (cu discuri, conice), și cu bile și canal trapezoidal, se poate desfășura conform indicațiilor din tabelul 59.

\*) V. și PROCOPOVICI, E. *Cuplaje electromagnetice cu fricțiune și cu dinți*. București, Editura tehnică, 1968.

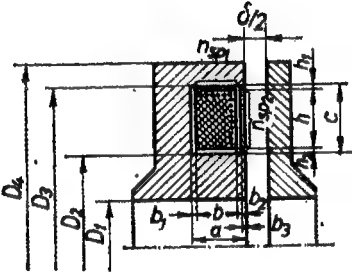
**Relațiile și recomandările necesare pentru proiectarea acționării  
hidraulice a cuplajelor intermitente cu fricțiune [52]**

Tipul acționării și schema de calcul	Relațiile de calcul
<p align="center"><i>Cu cilindru inelar</i></p> 	<p>Forța necesară pentru arcurile de decuplare :</p> $F_{ad} = [8 \cdot 10^{-9} n^2 (R_c^2 + r_c^2 - 2r_0^2) + \pi \Delta q] (R_c^2 - r_c^2), \text{ daN};$ <p><math>\Delta q = 0,5 \dots 1,0, \text{ daN/cm}^2,</math></p> <p>Se verifică :</p> $\Delta q \geq 8 \cdot 10^{-9} n^2 r_0^2.$ <p>Presiunea uleiului :</p> $q = \frac{F_c}{\pi (R_c^2 - r_c^2)} + \Delta q, \text{ daN/cm}^2.$
<p align="center"><i>Cu plunjere</i></p> 	<p>Forța necesară pentru arcurile de decuplare :</p> $F_{ad} = \left[ 4 \cdot 10^{-9} n^2 (R_c^2 - r_0^2) + \frac{\pi}{4} \Delta q \right] d_1^2 z, \text{ daN};$ <p><math>z</math> — numărul de plunjere.</p> <p>Presiunea uleiului :</p> $q = \frac{4}{\pi} \frac{F_{c1}}{d_1^2} + \Delta q, \text{ daN/cm}^2;$ $F_{c1} = \frac{F_c}{z}.$
<p align="center"><i>Observație :</i> Dimensiunile se introduc în mm.</p>	

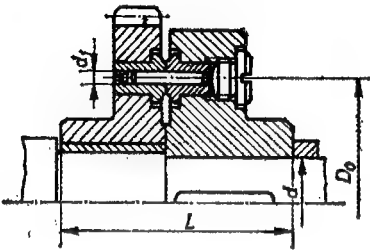
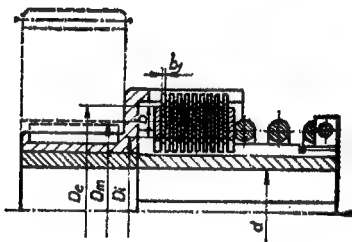
Relațiile pentru calculul și proiectarea cuplajelor unisens, precum și recomandările necesare, sînt indicate în tabelul 60. Numărul roților se poate alege conform indicațiilor din tabelul AI-53 [26].

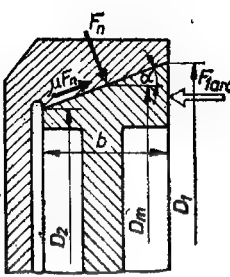
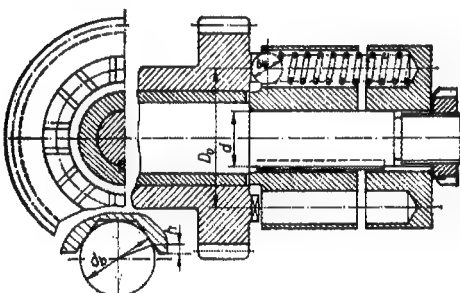
O serie de indicații suplimentare sînt date în exemplele de rezolvare a unora din problemele rezolvate.

**Relațiile și recomandările necesare pentru predimensionarea acționării  
electromagnetice a eplajelor cu discuri [44, 49]**

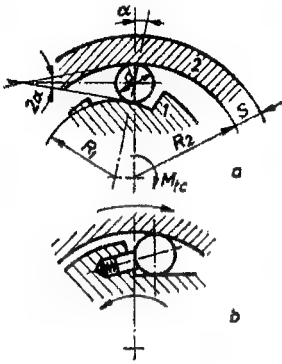
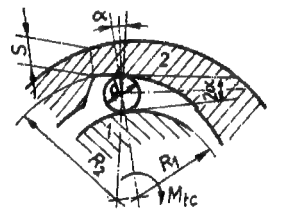
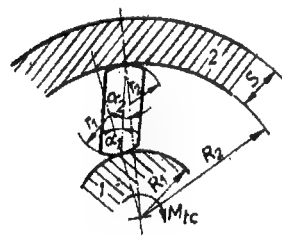
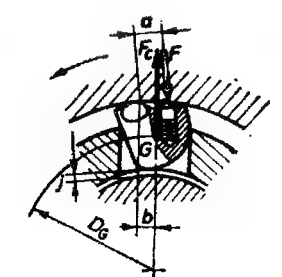
Schema de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	<p>Se determină suprafața polilor electro- magnetului</p> $S = \left( \frac{0,5}{B} \right)^2 F_c; \quad F_c = \frac{2M_{tc}}{\mu_i D_m};$ <p>se adoptă <math>B = 1</math> [T] și se cunosc dia- metrele <math>D_4</math> și <math>D_1</math>, impuse constructiv:</p> $D_m = \frac{D_1 + D_4}{2}.$ <p>Se calculează:</p> $D_3 = \sqrt{D_1^2 - \frac{2S}{\pi}}; \quad D_2 = \sqrt{D_1^2 + \frac{2S}{\pi}}.$ <p>Se determină secțiunea conductorului bobinajului:</p> $s_{cu} = 900 \frac{\delta D_{m1}}{U},$ <p>unde: <math>\delta</math> — întrefierul în cm; <math>U</math> — tensiunea în volți:</p> $D_{m1} = \frac{D_2 + D_3}{2}; \text{ în m.}$ <p>Se determină numărul necesar de spire:</p> $n_{sp} = 3,56 \frac{U}{D_{m1}}$ <p>În funcție de <math>s_{cu}</math> se alege, din STAS 658-68, cea mai apropiată secțiune de conductor <math>s_{cu STAS}</math>, careia îi corespunde un diametru de <math>d_{c STAS}</math> și respectiv un diametru de conductor izolat <math>d'_{c STAS}</math>.</p> <p>Se determină:</p> $n_{sp2} = \frac{h}{d'_{c STAS}} \text{ și } n_{sp1} = \frac{n_{sp}}{n_{sp2}};$ $h = \frac{D_3 - D_1}{2} - (h_1 + h_2);$ $a = n_{sp1} d'_{c STAS} + b_1 + b_2 + b_3.$ <p>Se recomandă:</p> $b_1 = 1,5 \text{ mm}; \quad b_2 = 2,5 \text{ mm}; \quad h_1 = h_2 = 2 \text{ mm};$ $b_3 = 1 \text{ mm}; \quad \delta \approx 1 \text{ mm}.$
<p><b>Observație:</b> tensiunile uzuale de comandă sînt 24 și 48 volți.</p>	

**Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea  
cuplajelor de siguranță [12-14, 34, 49, 52]**

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
<p align="center"><i>Cu element de rupere</i></p> 	<p><math>M_{lim} = (1,15 \dots 1,2) M_{te}</math>. Se dimensionează știfturile de forfecare :</p> $n_s d_1^2 = \frac{8}{\pi} \frac{M_{lim}}{D_0 \tau_r};$ <p><math>\tau_r = \gamma \sigma_r</math>; <math>\gamma = 0,8 \dots 0,7</math>, pentru știfturi netede; <math>\gamma = 0,85</math>, pentru știfturi cu canal sau creștătură.</p> <p>Se recomandă : <math>D_0 = (2,5 \dots 3,5) d</math>; <math>L = (2 \dots 3) d</math>.</p>
<p align="center"><i>Cu fricțiune, cu discuri</i></p> 	<p><math>M_{icap} = \frac{\pi}{8} \mu b (D_c + D_i)^2 p_a \approx M_{lim}</math>. <math>M_{lim} = (1,15 \dots 1,2) M_{te}</math>. Se determină :</p> $i D_m^3 = \frac{2}{\pi \psi} \cdot \frac{M_{lim}}{\mu p_a};$ $D_m = \frac{D_c + D_i}{2}; \quad b = \frac{D_c - D_i}{2}.$ <p>Se determină forța la care cuplajul începe să patineze :</p> $F_{arc} = \frac{2 M_{lim}}{i \mu D_m},$ <p>cu această forță se dimensionează arcul central sau arcurile periferice ale cuplajului. Se verifică presiunea pe discuri :</p> $p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b} \leq p_a;$ <p><math>\mu</math> și <math>p_a</math> din tabelul AI-40. Se recomandă :</p> $D_m = (2,5 \dots 4) d; \quad \psi = \frac{b}{D_m} = 0,15 \dots 0,35;$ $D_c = (3 \dots 5) d; \quad D_i = (0,5 \dots 0,6) D_c.$ <p>Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive : v. tabelele AI-51 și AI-52; pentru adoptarea dimensiunilor discurilor de fricțiune : v. fig. AI-18 și tabelul AI-41.</p> <p>Numărul maxim de suprafețe de frecare : <math>i_{max} \leq 6</math>, pentru funcționare uscată; <math>i_{max} \leq 16</math>, pentru funcționare cu ungere.</p>

Tipul cuplajului și schema de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări
<p>Cu fricțiune, conic</p> 	$M_{tcap} = \frac{\pi}{2} \mu D_m^2 b p_a \approx M_{lim}$ <p>Se determină :</p> $b D_m^2 = \frac{2 M_{lim}}{\pi \mu p_a} ; \quad D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$ <p>Se determină forța la care cuplajul începe să patineze :</p> $F_{arc} = \frac{2 M_{lim}}{D_m} \left( \frac{\sin \alpha}{\mu} + \cos \alpha \right) ;$ <p>cu această forță se dimensionează arcul (v. capitolul 12).</p> <p>Se verifică presiunea pe suprafețele în contact :</p> $p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b \sin \alpha} \leq p_a ;$ <p><math>\mu</math> și <math>p_a</math> din tabelul AI-40.</p> <p>Se recomandă :</p> $\alpha > \varphi ; \alpha = 20^\circ \dots 30^\circ ,$ $\psi = \frac{b}{D_m} = 0,2 \dots 0,4 ,$ $M_{lim} = (1,15 \dots 1,2) M_{tc}$
<p>Cu bile și canal trapezoidal</p> 	$M_{tcap} = \frac{k_a \delta_1 z D_0}{2 [(1 - \mu^2) \operatorname{tg} \alpha - 2\mu]} = M_{tc}$ <p>Se determină forța de precomprimare a unui arc :</p> $F_{arc1} = \frac{2 M_{tc}}{z D_0} [(1 - \mu^2) \operatorname{tg} \alpha - 2\mu] ,$ <p>precum și momentul de torsiune limită</p> $M_{lim} = \frac{k_a (\delta_1 + h) z D_0}{2 [(1 - \mu^2) \operatorname{tg} \alpha - 2\mu]} \leq (1,15 \dots 1,2) M_{tc} .$ <p>Se verifică rezistența la solicitarea de contact a bilelor :</p> $\sigma_{kmax} = 9700 \sqrt[3]{\frac{F_n}{r_b^2}} \leq \sigma_{ak} ,$ <p>pentru <math>E = 2,1 \cdot 10^8 \text{ daN/cm}^2</math>,</p> $\text{unde : } F_n = \frac{F_{arc}}{\lambda [(1 - \mu^2) \sin \alpha - 2\mu \cos \alpha]} ,$ $r_b = \frac{d_b}{2} .$ <p>Se recomandă :</p> $\alpha = 35^\circ \dots 50^\circ ; d_b = 10 \dots 32 \text{ mm} ;$ $\frac{D_0}{d} = 1 \dots 5 ; \lambda = 0,8 ; \mu = 0,08 \dots 0,12 .$ <p>Bilele se aleg din cataloagele de rulmenți. <math>\sigma_{ak} \leq 50\,000 \text{ daN/cm}^2</math>, conform datelor industriei de rulmenți.</p>

**Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea  
cuplajelor unisens [12—14, 26, 34, 45, 49, 60]**

Tipul cuplajului și schema de solicitare	Relațiile de calcul și proiectare, Recomandări	
	Dimensionare,	Verificare
<p><i>Cu role de blocare</i></p> 	<p>Pentru schema a și b:</p> $\frac{R_2 z}{\frac{1}{r} + \frac{1}{R_1}} \geq \frac{M_{tc}}{l \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{605}{\sigma_{ac}} \right)^2;$ <p><math>R_1 = \infty</math>, pentru schema b;  <math>\alpha \leq 7,5^\circ</math>; <math>d = 2r</math>;  <math>\sigma_{ac} \leq 30\,000 \text{ daN/cm}^2</math>.</p>	$\sigma_{c1} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_2 l z \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{r} + \frac{1}{R_1} \right)} \leq \sigma_{ac};$ $\sigma_{c2} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_2 l z \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{r} - \frac{1}{R_2} \right)} \leq \sigma_{ac}.$ <p><i>Recomandări constructive</i>: v. tabelul AI-53  <math>S = (0,5 \dots 0,65)d</math>, inelul exterior este presat într-o altă piesă;  <math>S = (0,8 \dots 1,2)d</math>, inelul exterior nu este montat într-o altă piesă.</p>
	$\frac{R_1 z}{\frac{1}{r} + \frac{1}{R_1}} \geq \frac{M_{tc}}{l \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{605}{\sigma_{ac}} \right)^2;$ <p><math>\alpha \leq 7,5^\circ</math>; <math>\sigma_{ac} \leq 30\,000 \text{ daN/cm}^2</math>.</p>	$\sigma_{c1} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_1 l z \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{r} + \frac{1}{R_1} \right)} \leq \sigma_{ac};$ $\sigma_{c2} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_1 l z \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{r} - \frac{1}{R_2} \right)} \leq \sigma_{ac}.$
<p><i>Cu corpuri de blocare</i></p> 	$\frac{R_1 z}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{R_1}} \geq \frac{M_{tc}}{l \operatorname{tg} \alpha_1} \left( \frac{605}{\sigma_{ac}} \right)^2;$ <p><math>\alpha_1 \leq 7,5^\circ</math>; <math>\sin \alpha_2 = \frac{R_1}{R_2} \sin \alpha_1</math>;  <math>\sigma_{ac} \leq 30\,000 \text{ daN/cm}^2</math>.</p>	$\sigma_{c1} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_1 l z \operatorname{tg} \alpha_1} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{R_1} \right)} \leq \sigma_{ac};$ $\sigma_{c2} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_2 l z \operatorname{tg} \alpha_2} \left( \frac{1}{r_2} - \frac{1}{R_2} \right)} \leq \sigma_{ac}.$
	<p>Forța necesară a arcului:</p> $F_{arc} = 5,5 \cdot 10^{-3} n_{2lim}^2 D_g m \frac{b}{a};$ <p><math>n_{2lim}</math> în rot/min — turația limită la care are loc desprinderea corpului de inel exterior;  <math>m</math>, în <math>\text{daN} \cdot \text{s}^2/\text{cm}</math> — masa corpului de blocare</p>	$n_{2lim} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{F_{arc} a}{m b r_g}}.$ <p><i>Se recomandă</i>:  <math>j = 0,2 \dots 0,3 \text{ mm}</math>.</p>
<p><i>Observații</i>: 1. În relații <math>E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2</math>; 2. Pentru adoptarea orientativă a dimensiunilor constructive, v. tabelele AI-54...AI-56.  Se recomandă: <math>B \approx l/0,3</math> [60]</p>		



**264** Să se dimensioneze un cuplaj cu manșon monobloc — cu știfturi (fig. 164) — capabil să transmită un moment nominal  $M_{tn} = 5000$  daN·cm. Cuplajul realizează legătura dintre un motor electric și transmisia unui transportor cu lanț. Diametrul arborelui în dreptul cuplajului  $d = 40$  mm.

### Rezolvare :

Momentul de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 1,8 \cdot 5000 = 9000 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

adoptându-se  $K_s = 1,8$  (tabelul AI-27).

Elementele constructive se adoptă conform recomandărilor din tabelul 51 :

$D \approx 1,8 d = 72$  mm, se adoptă  $D = 70$  mm ;

$L = (3,5 \dots 4) d = 140 \dots 160$  mm, se adoptă  $L = 150$  mm.

Se dimensionează știfturile :

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{M_{tc}}{d \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9000}{3,14 \cdot 4 \cdot 2100}} = 1,168 \text{ cm} ;$$

s-a ales ca material oțelul 40 C 10, STAS 791-66 cu  $\sigma_{02} = 7000$  daN/cm<sup>2</sup>, obținându-se  $\tau_{af} = 1400 \dots 2100$  daN/cm<sup>2</sup> (v. tabelul 51). Din STAS 1599-68 se alege știftul cilindric A 12 × 70.

Se verifică știfturile la strivire, conform tabelului 15.

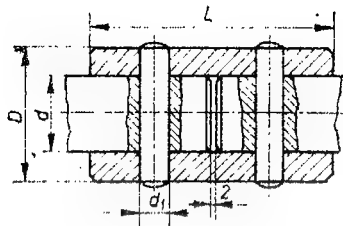


Fig. 164

**265** Spațiul de montaj al unui cuplaj cu manșon monobloc este limitat de  $L_{mec} = 45$  mm. Să se stabilească care din construcțiile prezentate în tabelul 51 este cea mai indicată, știind că momentul nominal este  $M_{tn} = 800$  daN·cm, iar diametrele capetelor de arbori sînt egale cu  $d = 30$  mm. Cuplajul leagă arborii transmisiei unui ventilator.

### Rezolvare :

Momentul de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 1,4 \cdot 800 = 1120 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = 1,4$ , din tabelul AI-27.

a) Cuplajul cu manșon monobloc și știfturi

Se calculează :

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{M_{tc}}{d \tau_{af}}} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{1120}{3 \cdot 840}} = 0,75 \text{ cm},$$

alegîndu-se ca material pentru știfturi OL 50, cu  $\sigma_{02} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_{af} = 0,3 \sigma_{02} = 840$  daN/cm<sup>2</sup>. Se adoptă știftul A 8 × 55, STAS 1599-68.

Lungimea necesară a cuplajului (v. tabelul 51) :

$$L_1 = 2d_1 + 2 + 40 = 16 + 2 + 40 = 58 \text{ mm},$$

lungimea de 40 mm fiind adoptată constructiv.

b) *Cuplajul cu manșon monobloc și pene paralele*

Pentru  $d = 30 \text{ mm}$ , din STAS 1004-71 se alege pana A 8  $\times$  7; se determină lungimea necesară a penei;

$$l_c = \frac{4M_{tc}}{dh\sigma_{as}} = \frac{4 \cdot 1120}{3 \cdot 0,35 \cdot 1200} = 3,555 \text{ cm},$$

adoptîndu-se, din STAS,  $l_{STAS} = 45 \text{ mm}$ ;  $\sigma_{as} = 1200 \text{ daN/cm}^2$ , v. tabelul 14.

Rezultă lungimea cuplajului :

$$L_2 = 2l_c + 2 + 20 = 90 + 2 + 20 = 112 \text{ mm}^*).$$

c) *Cuplajul cu manșon monobloc și caneluri*

Se adoptă — în funcție de  $d$  — din STAS 2670-66, canelurile dreptunghiulare  $4 \times 32 \times 38$ , determinîndu-se

$$l_{canel} = \frac{M_{tc}}{r_m s' \sigma_{as}} = \frac{1120}{1,75 \cdot 0,66 \cdot 800} = 1,21 \text{ cm},$$

unde :

$$r_m = (D + d)/4 = (38 + 32)/4 = 17,5 \text{ mm};$$

$$s' = 0,75z \left( \frac{D - d}{2} - 2g \right) = 0,75 \cdot 4 \left( \frac{38 - 32}{2} - 0,8 \right) =$$

$$= 6,6 \text{ mm}^2/\text{mm} = 0,66 \text{ cm}^2/\text{cm}; \sigma_{as} = 800 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AII-10)}.$$

Se adoptă  $l_{canel} = 15 \text{ mm}$ .

Lungimea cuplajului :

$$L_3 = 2l_{canel} + 2 = 2 \cdot 15 + 2 = 32 \text{ mm}.$$

Prin compararea celor trei lungimi obținute  $L_1$ ,  $L_2$  și  $L_3$  cu  $L_{nec}$  se deduce că cel mai indicat ar fi cuplajul cu manșon monobloc și caneluri.

**266** Un cuplaj — manșon (fig. 165) trebuie să transmită un moment nominal  $M_{tn} = 18 \text{ daN} \cdot \text{m}$ . Să se dimensioneze cuplajul știind că se folosește în transmisia de putere a unui transportor cu bandă.

\*) Se mai adaugă o lungime — în cazul de față 20 mm — deoarece pana nu se montează chiar la capătul arborelui.

## Rezolvare :

Din STAS 870-73 se alege — pentru  $M_{tn} = 18 \text{ daN}\cdot\text{m}$  — un cuplaj CMO 6-38 care se montează pe arbori cu  $d = 38 \text{ mm}$ . Alegerea corectă a cuplajului se verifică cu relația :

$$K_s \geq \frac{M_{tcap}}{M_{tn}}$$

în care  $M_{tcap} = 20 \text{ daN}\cdot\text{m}$ , conform STAS 870-73.

Coefficientul de siguranță este  $K_s = 1,5 \dots 2$  (v. tabelul AI-27).

Rezultă :

$$\frac{M_{tcap}}{M_{tn}} = \frac{20}{18} = 1,11 < K_s,$$

nefiind satisfăcută condiția de rezistență. În acest caz, se alege cuplajul CMO 8-45, STAS 870-73, cu  $M_{tcap} = 46,20 \text{ daN}\cdot\text{m}$  :

$$\frac{M_{tcap}}{M_{tn}} = \frac{46,20}{18} = 2,57 > K_s,$$

care îndeplinește condiția impusă.

**267** Șuruburile M16 ale unui cuplaj cu flanșe (fig. 166) — montate cu joc — sînt strînse cu o cheie dinamometrică limitativă, cu un moment maxim de strîngere  $M_{st} = 100 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ . Să se determine momentul capabil a fi transmis de cuplaj, știind că strîngerea este realizată de patru șuruburi, dispuse pe un diametru  $D_0 = 80 \text{ mm}$ . Coeficientul de frecare dintre semicuple este  $\mu_1 = 0,25$ , iar coeficientul de frecare dintre spirole piuliței și ale șurubului  $\mu_2 = 0,12$ .

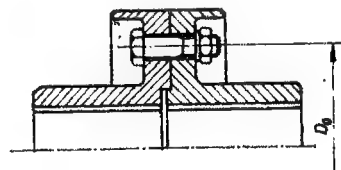


Fig. 166

## Rezolvare :

Considerînd că momentul de strîngere se echivalează cu momentul de frecare dintre spirole, se scrie relația :

$$M_{st} = M_{t1} = F_{01} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi').$$

Din STAS 510-74, pentru filetul M16 rezultă :  $d_1 = 13,835$  mm,  $d_2 = 14,701$  mm,  $p = 2$  mm,  $\alpha = 60^\circ$ . Se determină

$$\beta_m = \arctg \frac{p}{\pi d_2} = \arctg \frac{2}{3,14 \cdot 14,701} = \arctg 0,0432 \approx 2^\circ 30',$$

iar pentru  $\mu_2 = 0,12$ ,

$$\varphi' = \arctg \frac{\mu_2}{\cos \frac{\alpha_0}{2}} = \arctg \frac{0,12}{\cos 30^\circ} = \arctg 0,139 = 7^\circ 50' 30''.$$

Se calculează — din relația momentului de strângere — forța de prestrângere pe un șurub :

$$F_{01} = \frac{2 M_{st}}{d_2 \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi')} = \frac{2 \cdot 100}{1,47 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ 20' 30''} \approx 742 \text{ daN}.$$

Se verifică șuruburile la solicitarea de tracțiune :

$$\sigma_t = \frac{4 F_{01}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 742}{3,14(1,38)^2} = 496 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

pentru OLC 35, STAS 880-66.

Momentul de torsiune pe care-l transmite cuplajul în aceste condiții este :

$$M_{tc} = \mu_1 F_{01} n_s \frac{D_0}{2} = 0,25 \cdot 742 \cdot 4 \cdot \frac{8}{2} = 2968 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul nominal

$$M_{tn} = \frac{M_{tc}}{\beta} = \frac{2968}{1,3} = 2280 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $n_s = 4$  șuruburi ;  $\beta = 1,3$  — coeficientul de siguranță la alunecarea reciprocă a semicuplajelor.

**268** În transmisia unei mașini de rectificat plan este montat un cuplaj transversal, de tip *Oldham* (fig. 167), cu element intermediar prismatic, din textolit. Știind că motorul electric — de tip ASI 132 M 38-8 — are o putere de  $P_n = 3$  kW, la o turație  $n = 710$  rot/min, se cere să se dimensioneze cuplajul. Se mai cunosc : excentricitatea maximă a arborilor  $e = 5$  mm ; transmisia de la motor la cuplaj are raportul  $i = 5,2$ .

## Rezolvare :

Momentul de torsiune nominal, la arborele cuplajului, este

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} i = 95500 \frac{3}{710} 5,2 = 2100 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,2 \cdot 2100 = 4620 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = 2,2$  (v. tabelul AI-27).

Din tabelul AI-33 — în funcție de  $M_{tc}$  — se adoptă un cuplaj *Oldham*, cu :  $M_{tc} = 50 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ,  $d = 50 \text{ mm}$ ,  $D = 180 \text{ mm}$ ,  $L = 224 \text{ mm}$ ,  $b = 100 \text{ mm}$ ,  $h = 40 \text{ mm}$ .

Se efectuează verificarea la solicitarea de strivire (v. tabelul 52) :

$$\sigma_s = \frac{12 M_{tc}}{h(2b - e)(b - 2e)} = \frac{12 \cdot 4620}{4(2 \cdot 10 - 0,5)(10 - 2 \cdot 0,5)} = 79 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

unde :  $\sigma_{as} = (80 \dots 100) \text{ daN/cm}^2$ , conform tabelului 52.

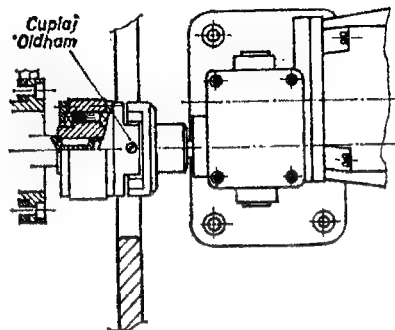


Fig. 167

**269** Un cuplaj *Oldham* cu element intermediar cilindric, din oțel călit, trebuie să transmită un moment de torsiune nominal  $M_{tn} = 4000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  la o turație  $n = 750 \text{ rot/min}$ . Cunoscînd coeficientul de siguranță  $K_s = 1,8$  și excentricitatea maximă  $e = 5 \text{ mm}$ , să se dimensioneze și să se verifice cuplajul.

## Rezolvare :

Momentul de torsiune, de calcul, este

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 1,8 \cdot 4000 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

diametrul arborelui determinîndu-se din condiția de rezistență la torsiune (cu  $\tau_{at} = 150 \text{ daN/cm}^2$ ) :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{7200}{0,2 \cdot 150}} = 5,11 \text{ cm};$$

se adoptă  $d = 55 \text{ mm}$ .

Dimensiunile principale ale cuplajului se determină conform indicațiilor din tabelul 52 :

$D = (2,5 \dots 3) d = 3 \cdot 55 = 165 \text{ mm}$ ;  $L = (3,5 \dots 4) d = 3,5 \cdot 55 \approx 192 \text{ mm}$ ;  $l_1 = (0,3 \dots 0,45) d = 0,4 \cdot 55 = 22 \text{ mm}$ ;  $j = 1 \dots 2,5 \text{ mm}$ ; se adoptă  $j = 2 \text{ mm}$ ;  $h = l_1 - j = 22 - 2 = 20 \text{ mm}$ .

Deoarece turația cuplajului este mare, efortul unitar efectiv de strivire se determină cu relația (v. tabelul 52) :

$$\sigma_s = \frac{12 M_{tc}}{h(2D + d)(D - d)} + \frac{2G\omega_1^2 e}{gh(D - d)} = \frac{12 \cdot 7200}{2(2 \cdot 16,5 + 5,5)(16,5 - 5,5)} + \frac{2 \cdot 3,2 \cdot 78,5^2 \cdot 0,005}{9,81 \cdot 2 \cdot (16,5 - 5,5)} = 103 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 150 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ rad/s}; G = 0,981 V \rho \approx 0,981 \frac{\pi(D^3 - d^3)}{4} l_1 \rho =$$

$$= 0,981 \frac{3,14(16,5^3 - 5,5^3)}{4} \cdot 2,2 \cdot 0,0078 = 3,2 \text{ daN},$$

pentru  $\rho = 7,8 \text{ kg/dm}^3$ .

**270** Un cuplaj elastic cu arc șerpuit, de tip *Bibby* (fig. 168), constituie legătura dintre un generator electric și un motor diesel de acționare. Știind că motorul diesel, cu 4 cilindri, dezvoltă o putere de  $P_n = 37,7 \text{ kW}$ , la turația  $n = 1200 \text{ rot/min}$ , se cere să se dimensioneze cuplajul care are o durată zilnică de funcționare de 8 ore, frecvența cuplărilor fiind  $> 160/\text{oră}$ .

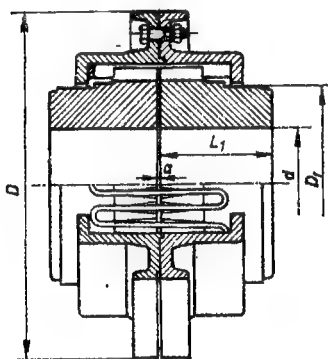


Fig. 168

### Rezolvare :

Momentul de torsiune la arborele cuplajului

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{37,7}{1200} = 3000 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,4 \cdot 3000 = 7200 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1, 2, 1, 2 = 2,4$  (v. tabelul AI-28, AI-29 și AI-30).

Din tabelul AI-34, în funcție de  $M_{tc}$ , se adoptă un cuplaj *Bibby*, tip a, mărimea 158, cu :  $M_{tc} = 8600 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $D = 254 \text{ mm}$ ,  $D_1 = 143 \text{ mm}$ ,  $j = 1 \text{ mm}$ ,  $L_1 = 70 \text{ mm}$ ,  $d = 92 \text{ mm}$ . Conform recomandărilor din tabelul 53 se adoptă :  $D_0 = (0,7 \dots 0,8) D = 0,7 \cdot 254 \approx 170 \text{ mm}$ .

Din relația  $\frac{zD_0}{L-a} \geq \frac{6}{bh^2} \frac{M_{tc}}{\sigma_{at}}$  (v. tabelul 53) se obține

$$W_{nec} = \frac{M_{tc}(L-a)}{D_0 \sigma_{at}} = z \frac{bh^2}{6} = \frac{7200(4,0-1)}{17 \cdot 3600} = 0,504 \text{ cm}^3,$$

unde :  $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c = 108/3 = 36 \text{ daN/mm}^2$ , pentru 51 VCr 11A, STAS 795-77, cu  $\sigma_{02} = 108 \text{ daN/mm}^2$ ; se adoptă constructiv (v. tabelul 53)  $L \approx 2,5t = 2,5 \cdot 16 = 40 \text{ mm}$ ;  $t = \frac{\pi D_0}{z} = \frac{3,14 \cdot 170}{50} = 16 \text{ mm}$ , alegînd preliminar  $z = 50$  (v. tabelul 53).

Se alege, din STAS 7655-75, o bandă de oțel cu  $h = 2,5 \text{ mm}$  și  $b = 12 \text{ mm}$  obținîndu-se

$$W_z = \frac{bh^2}{6} = \frac{1,2 \cdot 0,25^2}{6} = 0,008 \text{ cm}^3,$$

de unde

$$z = \frac{W_{nec}}{W_z} = \frac{0,504}{0,008} = 63 \text{ dinți};$$

se adoptă  $z = 65$  dinți.

**271** În transmisia principală a unui pod rulant este inclus un cuplaj elastic, cu arcuri multilamelare, de tip radial (fig. 169), mărimea 40 (v. tabelul AI-35). Să se efectueze calculul de verificare al cuplajului,

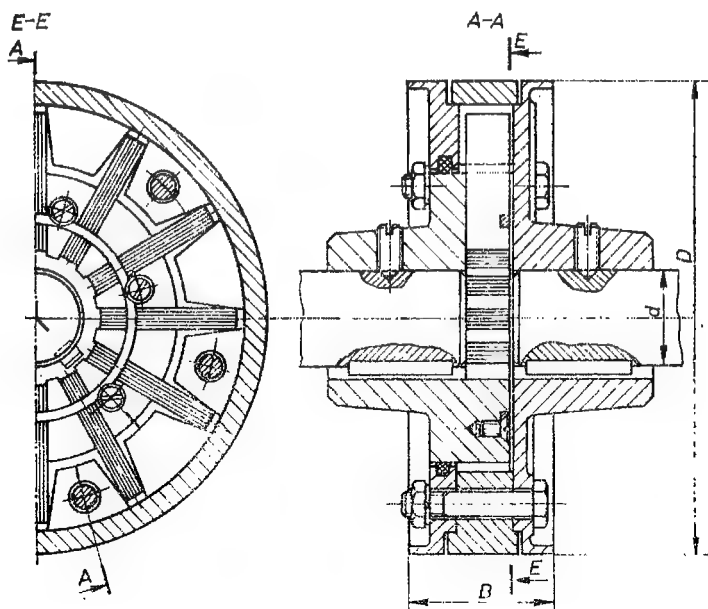


Fig. 169

determinându-se unghiul maxim de răsucire al semicuplajelor și punctul de inflexiune  $\varphi_1$  al caracteristicii elastice a cuplajului. Se cunosc: puterea motorului  $P_n = 3$  kW (tip ASI 132 S 38-6); turația  $n = 955$  rot/min; raportul de transmitere al transmisiei pînă la cuplaj  $i = 3,2$ ; podul rulant funcționează 16 ore pe zi, frecvența cuplărilor fiind de peste 160 pe oră.

### Rezolvare :

Din tabelul AI-35 rezultă :  $M_{tc} = 3\,000$  daN·cm ;  $D = 160$  mm ;  $d = 40$  mm ;  $L_1 = 25$  mm. Constructiv, conform recomandărilor din tabelul 53, se adoptă :  $b = 20$  mm,  $h = 1,5$  mm ;  $z = 6$  ;  $n = 4$  ;  $R = 40$  mm ;  $l = 30$  mm ;  $l_1 = 5$  mm ;  $\alpha = 2^\circ$ .

Se determină :

$$M_{tc} = 95500 \frac{P_n}{n} K_s i = 95500 \frac{3}{955} 2,95 \cdot 3,2 = 2840 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,7 \cdot 1,12 \cdot 1,55 = 2,95$  (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Se calculează efortul unitar de încovoiere din elementul elastic (v. tabelul 53) :

$$\sigma_i = 6 \frac{M_{tc} l_1}{n z (R + l_1) b h^2} = \frac{6 \cdot 2840 \cdot 0,5}{6 \cdot 4 (4 + 0,5) 2 \cdot 0,15^2} = 1755 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

unde :  $\sigma_{at} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02} = 0,5 \cdot 108 = 54 \text{ daN/mm}^2$  (v. tabelul 53), pentru elementul elastic confecționat din 51VCr11A, STAS 795-77, cu  $\sigma_{02} = 108 \text{ daN/mm}^2$ .

Unghiul maxim de răsucire al cuplajului

$$\varphi_{max} = \alpha \frac{3l - l_1}{3R + l_1} = 0,035 \frac{3 \cdot 30 - 5}{3 \cdot 40 + 5} = 0,0238 \text{ rad} = 1^\circ 22'.$$

Se determină, conform tabelului 53, punctul de inflexiune al caracteristicii elastice

$$\varphi_1 = \frac{2}{3} \frac{l}{R + l} \operatorname{tg} \alpha = \frac{2}{3} \cdot \frac{3}{40 + 30} 0,03492 = 0,0099 \text{ rad} = 34'.$$

Calculînd succesiv cîteva puncte, cu relația  $\varphi_x = \frac{2}{3} \frac{x}{R + x} \operatorname{tg} \alpha$ , se poate trasa caracteristica cuplajului.



**272** Un motor cu ardere internă — cu o putere  $P_n = 6,1 \text{ kW}$  la  $n = 2500 \text{ rot/min}$  — monocilindric, antrenează un compresor prin intermediul unui cuplaj cu arcuri elicoidale, de tip *Cardeflex* (fig. 170), compresorul funcționând 8 ore pe zi. Să se aleagă cuplajul corespunzător (frecvența cuplărilor  $> 160/\text{oră}$ ).

### Rezolvare :

Se determină coeficientul de siguranță :

$$K_s = K_1 K_2 K_3 = 2,4 \cdot 1,0 \cdot 1,55 = 3,72,$$

unde :  $K_1 = 2,4$  (tabelul AI-28) ;  $K_2 = 1,0$  (tabelul AI-29) ;  $K_3 = 1,55$  (tabelul AI-30).

Momentul de torsiune de calcul :

$$M_{to} = K_s M_{tn} = 3,72 \cdot 95500 \frac{6,1}{2500} = 869,6 \text{ daN} \cdot \text{cm} ;$$

în funcție de valoarea obținută  $M_{to}$  se alege — din tabelul AI-36 — cuplajul *Cardeflex* D 125/A.

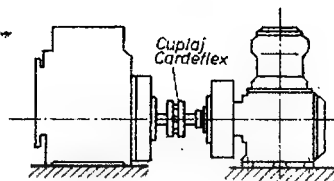


Fig. 170

**273** Legătura dintre un motor electric, cu  $P_n = 10 \text{ kW}$  la  $n = 1250 \text{ rot/min}$ , și un ventilator se realizează printr-un cuplaj cu arcuri elicoidale (tip *Cardeflex*, fig. 171, a). Să se aleagă și să se verifice elementele

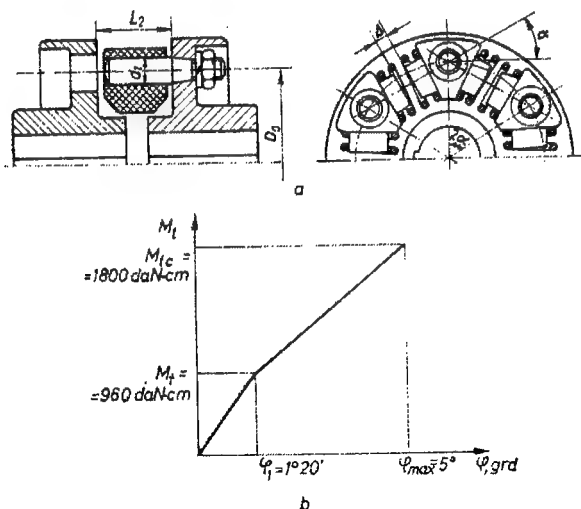


Fig. 171

principale ale cuplajului, știind că ventilatorul funcționează 16 ore pe zi, având o frecvență de cuplare  $> 160/\text{oră}$  ; rigiditatea  $k_a$  a unui arc este  $230 \text{ daN/cm}$ . Să se reprezinte caracteristica elastică a cuplajului.

## Rezolvare :

Se calculează momentul de torsiune de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,24 \cdot 95500 \frac{10}{1250} = 1712 \text{ daN} \cdot \text{cm}$$

unde :

$K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,1 \cdot 1,2 \cdot 2 = 2,24$  (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

În funcție de  $M_{tc}$  se alege — din tabelul AI-36 — cuplajul *Cardflex D*, mărimea 160/A cu :  $D = 160 \text{ mm}$  ;  $D_1 = 70 \text{ mm}$  ;  $L = 116 \text{ mm}$  ;  $d = 40 \text{ mm}$  ;  $L_2 = 46 \text{ mm}$ .

Se calculează

$$D_0 = \frac{D + D_1}{2} = \frac{160 + 70}{2} = 115 \text{ mm} ; \alpha = \frac{360}{4z} =$$
$$= \frac{360}{4 \cdot 3} = 30^\circ ; \Delta = \varphi \frac{D_0}{2} = 0,0873 \frac{115}{2} = 5 \text{ mm},$$

unde :  $\varphi = \pm 5^\circ$ , conform tabelului 53.

Din relația de alegere a precomprimării arcului (v. tabelul 53) se obține :

$$\delta_0 = \frac{\Delta M_{tn}}{2 M_{tc} - M_{tn}} = \frac{0,5 \cdot 780}{2 \cdot 1800 - 780} = 0,138 \text{ cm},$$

adoptîndu-se  $\delta_0 = 0,14 \text{ cm}$ .

Se calculează

$$M_{t_{tm}} = (1,05 \dots 1,1) \frac{1}{2} z D_0 k_a (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha = 1,1 \cdot \frac{1}{2} 3 \cdot 11,5 \cdot 230 \cdot$$
$$\cdot 0,64 \cdot 0,866 = 2430 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

dimensionîndu-se bolțurile la încovoiere (v. tabelul 53)

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 M_{t_{tm}} l_2}{\pi z D_0 \sigma_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2430 \cdot 4,6}{3,14 \cdot 3 \cdot 11,5 \cdot 1800}} = 1,23 \text{ cm},$$

unde :  $\sigma_{at} = 0,5 \sigma_{o2} = 0,5 \cdot 3600 = 1800 \text{ daN/cm}^2$ , pentru bolțurile executate din OLC 45, cu  $\sigma_{o2} = 3600 \text{ daN/cm}^2$ ; se adoptă  $d_1 = 14 \text{ mm}$ .

Se verifică bolțurile la forfecare

$$\tau_f = \frac{8 M_{t_{tm}}}{\pi d_1^2 z D_0} = \frac{8 \cdot 2430}{3,14 \cdot 1,4^2 \cdot 3 \cdot 11,5} = 92,2 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 720 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :  $\tau_{af} = 0,2 \quad \sigma_{02} = 0,2 \cdot 3600 = 720 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 53).

Pentru trasarea caracteristicii elastice a cuplajului se calculează

$$\varphi_1 = \frac{2\delta_0}{D_0} = \frac{2 \cdot 1,4}{115} = 0,0243; \quad \varphi_1 = 1^\circ 20';$$

$$M_{11} = zk_a D_0 \delta_0 \cos \alpha = 3 \cdot 230 \cdot 11,5 \cdot 0,14 \cdot 0,866 = 960 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Cel de al doilea punct al caracteristicii are coordonatele :

$$\varphi_{max} = 5^\circ, \text{ la } M_{1c} = 1800 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

cu aceste date trasîndu-se caracteristica elastică a cuplajului (v. fig. 171, b).

**274** Un cuplaj elastic cu bolțuri (fig. 172), CEB 6N-C,60/C,60-OT60-3, STAS 5982-78, trebuie să transmită un moment nominal  $M_{tn} = 3000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Știind că transmisia — în care este montat — acționează o mașină de rabotat, să se stabilească coeficientul de siguranță și să se verifice elementele cuplajului. Mașina, acționată de un motor electric, funcționează două schimburi zilnic, numărul cuplărilor pe oră fiind mai mare de 160.

### Rezolvare :

Se determină momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,95 \cdot 3000 = 8850 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,7 \cdot 1,12 \cdot 1,55 = 2,95$ , conform tabelelor AI-28, AI-29 și AI-30.

Se verifică, la solicitarea de strivire, manșonul de cauciuc (v. tabelul 54) :

$$\sigma_s = \frac{2 M_{tc}}{D_1 n_s d_3 l_6} = \frac{2 \cdot 8850}{14 \cdot 12 \cdot 1,6 \cdot 3} = 21,9 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as},$$

valorile componentelor relației fiind extrase din STAS 5982-78 :  $D_1 = 140 \text{ mm}$ ;  $n_s = 12$ ;  $d_3 = 2 \cdot d_4 = 16 \text{ mm}$ ;  $l_6 = l_2 - l_3 = 94 - 64 = 30 \text{ mm}$  (v. tabelul AI-37);  $\sigma_{as} = 50 \dots 70 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 54).

Bolțurile se verifică la încovoiere

$$\sigma_i = \frac{10 M_{tc} (l_6 + j)}{D_1 n_s d_3^3} = \frac{10 \cdot 8850 \cdot (3 + 0,4)}{14 \cdot 12 \cdot 1,6^3} = 439 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

unde :  $\sigma_{at} = 0,25 \cdot 3600 = 900 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 54), pentru OLC 45.

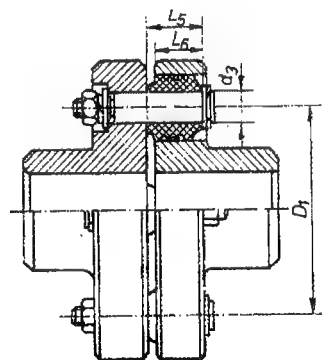


Fig. 172

**275** Motorul și reductorul pentru acționarea unui pod rulant sînt unite — printr-un cuplaj *PERIFLEX* — cu un disc de frînă (fig. 173). Motorul are  $P_n = 15$  kW, la  $n = 750$  rot/min. Cuplajul s-a ales la un

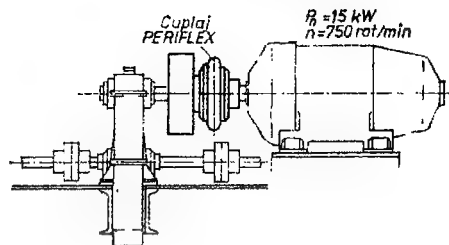


Fig. 173

moment maxim de 7000 daN·cm. Să se determine : momentul nominal  $M_{tn}$ ; coeficientul de siguranță; momentul de calcul  $M_{tc}$ . Să se stabilească dacă cuplajul este bine ales.

### Rezolvare :

Momentul de torsiune nominal :

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{15}{750} = 1910 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar coeficientul de siguranță

$$K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,7 \cdot 1,25 \cdot 1,55 = 3,29,$$

unde :  $K_1 = 1,7$  (tabelul AI-28);  $K_2 = 1,25$  (tabelul AI-29), considerînd că podul rulant funcționează trei schimburi;  $K_3 = 1,55$  (tabelul AI-30), frecvența cuplărilor pe oră fiind mai mare de 160.

Se obține momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 3,29 \cdot 1910 = 6290 \text{ daN} \cdot \text{cm}$$

Comparînd cele două momente —  $M_{tmax} = 7000$  daN·cm și  $M_{tc} = 6290$  daN·cm — se observă că s-a ales un cuplaj corespunzător ( $M_{tmax} > M_{tc}$ ).

**276** Grosimea bandajului de cauciuc al unui cuplaj *PERIFLEX* — mărimea 06-1 (v. tabelul AI-39) — este  $h_{min} = 10$  mm. Să se determine puterea motorului care antrenează transmisia — la o turație  $n = 2250$  rot/min — cunoscînd coeficientul de siguranță  $K_s = 2,2$ .

### Rezolvare :

Conform tabelului 54 se calculează :

$$M_{tcap} = \frac{\pi}{2} D_1^2 h_{min} \tau_{af} = \frac{3,14}{2} \cdot 10^2 \cdot 1 \cdot 2 = 314 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

s-a ales  $D_1 = 100$  mm, folosind datele constructive din tabelul AI-39, și s-a adoptat  $\tau_{af} = 2$  daN/cm<sup>2</sup>.

Momentul nominal al motorului :

$$M_{tn} = \frac{M_{tcap}}{K_s} = \frac{314}{2,2} = 142,72 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar puterea motorului la  $n = 2250$  rot/min

$$P = \frac{M_{tn} n}{95500} = \frac{142,72 \cdot 2250}{95500} = 3,36 \text{ kW.}$$

În concluzie, puterea motorului trebuie să fie 3,36 kW, la  $n = 2250$  rot/min.

**277** Să se stabilească dimensiunile principale ale unui cuplaj multidisc (fig. 174) — din cutia de viteze a unei mașini-unelte — care funcționează 8 ore pe zi, știind că arborii, pe care sînt montate cele două semi-cuplaje, au diametrele  $d_1 = d_2 = 30$  mm și transmit  $M_{tn} = 800$  daN·cm. Cuplajul multidisc — acționat de la un motor electric — are discurile din oțel, funcționînd în ulei. Să se dimensioneze pîrghiile de cuplare. Frecvența cuplărilor  $> 160$ /oră.

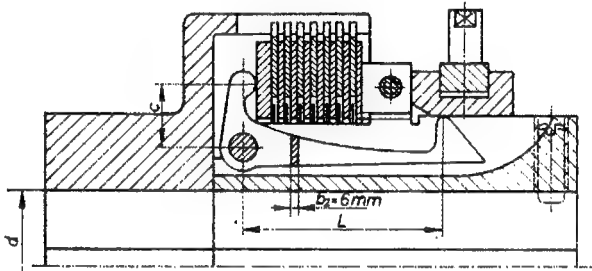


Fig. 174

### Rezolvare :

Din tabelul 55 se calculează  $D_m = (2,5 \dots 4) d$ , adoptîndu-se  $D_m = 100$  mm.

Se determină momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,52 \cdot 800 = 2016 \text{ daN·cm,}$$

unde :  $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,4 \cdot 1,0 \cdot 1,8 = 2,52$  (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Se calculează numărul suprafețelor de frecare (v. tabelul 55) :

$$i = \frac{2}{\pi \psi D_m^3 \mu p_a} \frac{M_{tc}}{3,14} = \frac{2}{0,2 \cdot 10^3 \cdot 0,06 \cdot 7} \frac{2016}{3,14} = 15,3,$$

unde :  $\mu = 0,06$  și  $p_a = 7$  daN/cm<sup>2</sup>, pentru discuri din oțel și funcționare în ulei (v. tabelul AI-40); se adoptă  $\psi = 0,2$ . Se stabilește  $i = 16$ , obținîndu-se numărul necesar de discuri :

$$z_2 = \frac{i}{2} = \frac{16}{2} = 8 \text{ discuri conduse; } z_1 = z_2 + 1 = 9 \text{ discuri condu-}$$

cătoare.

Conform tabelului 55 se obțin dimensiunile principale ale cuplajului :

$$D_e = D_m(1 + \psi) = 100(1 + 0,2) = 120 \text{ mm;}$$

$$D_i = D_m(1 - \psi) = 100(1 - 0,2) = 80 \text{ mm;}$$

$$b = \psi D_m = 0,2 \cdot 100 = 20 \text{ mm.}$$

*Observație.* Se respectă și condiția  $D_i/D_e = 0,5 \dots 0,7$ .

Din tabelul AI-41, în funcție de dimensiunile discurilor adoptate, rezultă  $b_1 = 2$  mm.

Se determină forța care acționează asupra pîrghiilor de cuplare (v. tabelul 56):

$$F_p = \frac{F_{c1}}{i_p} = \frac{175}{2,5} = 70 \text{ daN},$$

$$\text{unde: } F_{c1} = \frac{F_c}{z} = \frac{2M_{tc}}{zi_{\mu}D_m} = \frac{2 \cdot 2016}{3 \cdot 16 \cdot 0,06 \cdot 10} = 175 \text{ daN}; z = 3 \text{ pîrghii}; i_p = \\ = L/c = 5/2 = 2,5.$$

Se determină grosimea pîrghiei de cuplare (v. tabelul 56):

$$h = \sqrt{\frac{6F_p l}{b_2 \sigma_{at}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 70 \cdot 5}{0,6 \cdot 1800}} = 1,39 \text{ cm},$$

unde:  $\sigma_{at} = 0,5$   $\sigma_{02} = 0,5 \cdot 3600 = 1800$ , pentru OLC 45, cu  $\sigma_{02} = 3600$  daN/cm<sup>2</sup>;  $b_2 = 6$  mm (v. fig. 174)  $l = L = 5$  cm; se adoptă constructiv  $h = 14$  mm.

**278** Cuplajul multidisc, dublu sens, cu acționare mecanică prin pîrghii — montat în cutia de viteze a unui strung (fig. 175) — este de tip *Stromag* LDC, mărimea 10·10 (v. tabelul AI-45). Să se stabilească forța necesară de acționare a pîrghiilor și să se verifice rezistența acestora.

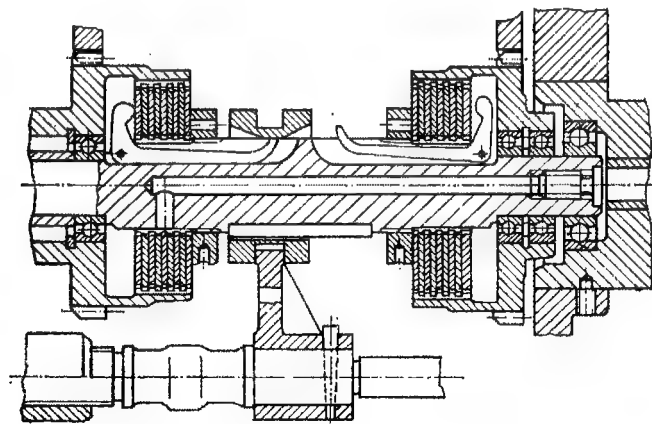


Fig. 175

### Rezolvare :

Din tabelul AI-45 pentru cuplajul LDC, 10·10 rezultă:  $M_{tc} = 8$  daN·m,  $D = 92$  mm,  $d_1 = 55$  mm,  $D_1 = 75$  mm,  $d = 28$  mm,  $l_4 = 88$  mm.

Conform tabelului AI-41 se obțin următoarele dimensiuni pentru discurile cuplajului :

- discuri conducătoare :  $D_e = 82$  mm,  $D_i = 66$  mm,  $b_1 = 1,45$  mm ;
- discuri conduse :  $D_e = 82$  mm,  $D_i = 57,3$  mm,  $b_1 = 1,45$  mm.

Se determină numărul necesar al suprafețelor de frecare

$$i = \frac{2 M_{tc}}{\pi \psi D_m^3 \mu p_a} = \frac{2 \cdot 800}{3,14 \cdot 0,1081 \cdot 7,4^3 \cdot 0,08 \cdot 16} = 9,08,$$

unde :  $\psi = b/D_m = 8/74 = 0,1081$  ;  $D_m = (D_e + D_i)/2 = (82 + 66)/2 = 74$  mm ;  $\mu = 0,08$  și  $p_a = 16$  daN/cm<sup>2</sup>, din tabelul AI-40, pentru oțel/bronz sinterizat. Se adoptă  $i = 10$  suprafețe de frecare, obținându-se

$$z_2 = \frac{i}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ discuri conduse, } z_1 = z_2 + 1 = 6 \text{ discuri conducătoare.}$$

Conform tabelului 55 se calculează

$$F_c = \frac{2 M_{tc}}{i \mu D_m} = \frac{2 \cdot 800}{10 \cdot 0,08 \cdot 7,4} = 271 \text{ daN.}$$

Ținând seama de dimensiunile cuplajului se adoptă constructiv dimensiunile mecanismului de cuplare  $L = l = 50$  mm ;  $c = 12$  mm și  $z = 3$  pîrghii (v. fig. 175).

În acest caz, forța de acționare la mufa de cuplare (v. tabelul 56) :

$$\begin{aligned} F_a &= z F_c \frac{c + \mu(b + r)}{a - \mu(r + m)} \cdot \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha} = \\ &= 3 \cdot 271 \frac{12 + 0,06(5 + 2,5)}{35 - 0,06(2,5 + 45)} \cdot \frac{0,706 + 0,06 \cdot 0,706}{1 - 0,06 \cdot 1} = 222,5 \text{ daN,} \end{aligned}$$

raportul de demultiplicare al pîrghiilor fiind :

$$i_p = \frac{L}{c} = \frac{50}{12} = 4,1666.$$

Conform tabelului 56, se obține

$$F_p = \frac{F_c}{i_p} = \frac{90,33}{4,1666} = 21,7 \text{ daN}$$

unde :  $F_{c1} = F_c/z = 271/3 = 90,33$  daN.

Se adoptă constructiv  $b_2 = 6 \text{ mm}$  și se calculează

$$h_{max} = \sqrt{\frac{6l F_p}{b_2 \sigma_{ai}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 5 \cdot 21,7}{0,6 \cdot 1900}} = 0,76 \text{ cm},$$

unde:  $\sigma_{ai} = 0,5$   $\sigma_{02} = 0,5 \cdot 3800 = 1900 \text{ daN/cm}^2$ , pentru OLC 45 cu  $\sigma_{02} = 3800 \text{ daN/cm}^2$ . Se adoptă  $h_{max} = 12 \text{ mm}$ .

**279** În transmisia unei instalații de încărcare pentru nave — care este antrenată de un motor diesel cu 3 cilindri — trebuie să se monteze un cuplaj multidisc, cu comandă hidraulică (fig. 176). Motorul are 11,2 kW,

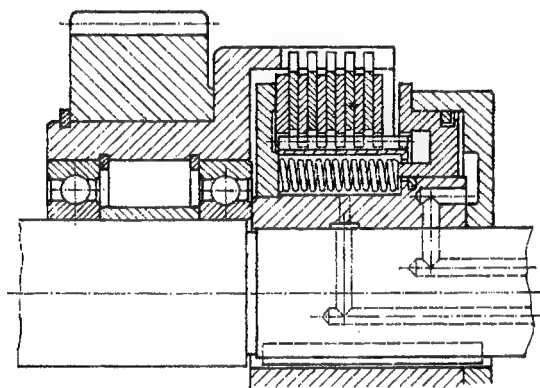


Fig. 176

la o turație de 2400 rot/min. Între arborele de intrare al transmisiei și arborele conducător al cuplajului există un raport de transmitere  $i = 2,8$ . Trebuie să se accelereze mase cu un moment de girație  $GD^2 = 4,25 \cdot 10^4 \text{ daN} \cdot \text{cm}^2$ . Știind că timpul de accelerare este  $t_a = 0,6 \text{ s}$  să se determine: momentul nominal al motorului și momentul nominal la arborele cuplajului; turația  $n$  a arborelui cuplajului; coeficientul de siguranță; momentul de tor-

siune de calcul al cuplajului și momentul de accelerare. Instalația funcționează 8 ore/zi, frecvența cuplărilor fiind mai mare de 160/oră.

### Rezolvare :

Momentul nominal al motorului

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{11,2}{2400} = 446 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul la arborele cuplajului

$$M_{t \text{ cuplaj}} = M_{tn} i = 446 \cdot 2,8 = 1250 \text{ daN} \cdot \text{cm};$$

$$n_{cuplaj} = \frac{n}{i} = \frac{2400}{2,8} = 857 \text{ rot/min.}$$

Se determină coeficientul de siguranță

$$K_s = K_1 K_2 K_3 = 2,5 \cdot 1,0 \cdot 1,55 = 3,87,$$



unde :  $K_1 = 2,5$  ;  $K_2 = 1,0$  ;  $K_3 = 1,55$  (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Prin urmare

$$M_{tc} = K_s M_{t_{cuplat}} = 3,87 \cdot 1250 = 4850 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar

$$M_a = K'_s \frac{GD^2}{375} 10^{-2} \frac{n_{cuplat}}{t_a} = 1,8 \frac{4,25 \cdot 10^4}{375} 10^{-2} \frac{857}{0,6} = 2913 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

adoptându-se, din tabelul 55,  $K'_s = 1,8$ .

**280** Cuplajul multidisc, cu acționare hidraulică (fig. 177) — montat în transmisia de putere a unei nave — este de tip *Stromag* LK, mărimea 70 (v. tabelul AI-46). Turația arborilor, pe care se montează cuplajul, este  $n = 800$  rot/min. Să se stabilească elementele principale ale acționării hidraulice a cuplajului.

### Rezolvare :

Din tabelul AI-46, pentru mărimea 70, rezultă :  $M_{tc} = 3000 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ,  $q = 15 \text{ daN/cm}^2$ ,  $D_1 = 480 \text{ mm}$ ,  $d_{max} = 170 \text{ mm}$ ; din tabelul AI-41, se aleg — și în funcție de dimensiunile cuplajului — dimensiunile discurilor : discurile conducătoare :  $D = 497 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 492 \text{ mm}$ ,  $D_i = 352 \text{ mm}$ ,  $D_s = 475 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 5 \text{ mm}$ ; discurile conduse :  $D_s = 480 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 312 \text{ mm}$ ,  $d = 307 \text{ mm}$ ;  $b_1 = 5 \text{ mm}$ . Se adoptă discuri din pulberi metalice/ oțel călit și  $i = 14$  suprafețe de frecare.

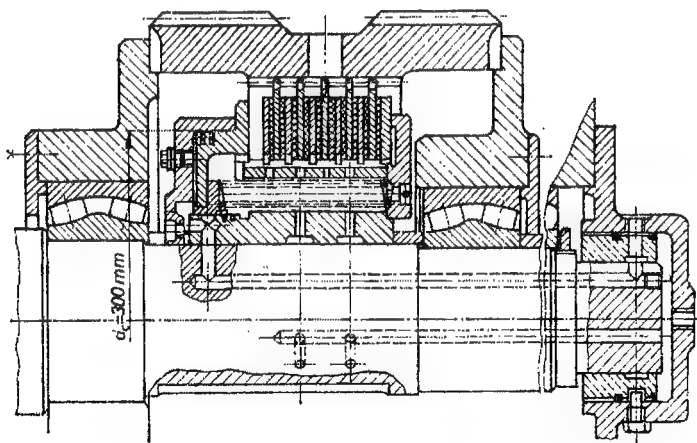


Fig. 177

Se determină forța necesară de cuplare :

$$F_c = \frac{2 M_{tc}}{i \mu D_m} = \frac{2 \cdot 300\,000}{14 \cdot 0,08 \cdot 41,3} = 13\,000 \text{ daN},$$

unde :  $\mu = 0,08$  (v. tabelul AI-40);  $D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{475 + 352}{2} = 413 \text{ mm.}$

În funcție de diametrul arborelui și dimensiunile cuplajului se adoptă constructiv diametrul interior al cilindrului de acționare (v. fig. 177):  $d_c = 300 \text{ mm.}$

Din relația presiunii uleiului (v. tabelul 57) se obține

$$R_c = \sqrt{\frac{F_c}{\pi(q + \Delta q)} + r_c^2} = \sqrt{\frac{13\,000}{3,14(15 - 0,5)} + 15^2} = 23,3 \text{ cm,}$$

adoptîndu-se  $R_c = 235 \text{ mm}$ ; în această relație :  $\Delta q = 0,5 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 57);  $q = 15 \text{ daN/cm}^2$ , presiunea uleiului din rețeaua de comandă conform tabelului AI-46.

Se calculează forța necesară a arcurilor de decuplare

$$\begin{aligned} F_{ad} &= [8 \cdot 10^{-9} n^2 (R_c^2 + r_c^2 - 2r_0^2) + \pi \Delta q] (R_c^2 - r_c^2) = \\ &= [8 \cdot 10^{-9} \cdot 800^2 (23,5^2 + 15^2) + 3,14 \cdot 0,5] (23,5^2 - 15^2) = 1800 \text{ daN,} \end{aligned}$$

unde :  $r_0 = 0$  (fig. 177). Considerînd că se vor folosi  $n_a = 12$  arcuri de decuplare, se obține forța pe un arc

$$F_{ad1} = \frac{F_{ad}}{n_a} = \frac{1800}{12} = 150 \text{ daN,}$$

forță cu care se dimensionează arcurile de decuplare, conform capitolului 12.

**281** În transmisia de putere a unei prese cu excentric (fig. 178 — schema cinematică a preseii) este montat și un cuplaj intermitent cu fricțiune, acționat pneumatic (fig. 179). Să se dimensioneze cuplajul, efectuîndu-se și verificarea regimului termic, știind că motorul electric de antrenare are puterea  $P_n = 40 \text{ kW}$ , la  $n = 1450 \text{ rot/min}$ , iar transmisia cu curele — care realizează legătura dintre motor și cuplaj — are raportul real de transmitere  $i = 3,57$ ; presa funcționează 6 ore pe zi, frecvența cuplărilor fiind mai mare de 160/oră.

### Rezolvare :

Se determină momentul de torsiune la arborele cuplajului

$$M_{in} = 95500 \frac{P_n}{n} i = 95500 \frac{40}{1450} 3,57 = 9400 \text{ daN} \cdot \text{cm,}$$

iar momentul de torsiune de calcul,

$$M_{tc} = K_s M_{in} = 2,96 \cdot 9400 = 28800 \text{ daN} \cdot \text{cm,}$$

unde :  $K_s = K_1 K_2 K_3 = 2 \cdot 1,12 \cdot 1,32 = 2,96$  (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Din tabelul AI-47 se alege un cuplaj tip HK, mărimea 60, cu :  $M_{tc} = 29000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $D_2 = 275 \text{ mm}$ ,  $D_1 = 315 \text{ mm}$ ,  $d_{max} = 95 \text{ mm}$ , momentul de inerție la intrare  $GD^2 = 1,6 \text{ daN} \cdot \text{m}^2$ , momentul de inerție la ieșire  $GD^2 = 1,55 \text{ daN} \cdot \text{m}^2$ , presiunea aerului în sistemul de acționare  $p' = 5 \text{ daN/cm}^2$ .

În funcție de dimensiunile cuplajului se adoptă — din tabelul AI-41 — dimensiunile discurilor, din oțel/pulberi metalice, fără ungere : — discurile conducătoare :  $D_e = 275 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 162 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 160 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 3 \text{ mm}$  ; — discurile conduse :  $D = 289 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 285 \text{ mm}$ ,  $D_i = 190 \text{ mm}$ ,  $D_e = 272 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 2 \text{ mm}$  ;  $b = 3,5 \text{ mm}$ .

Se calculează numărul suprafețelor de frecare (v. tabelul 55) :

$$i = \frac{2}{\pi \psi} \frac{M_{tc}}{\mu p_a D_m^3} = \frac{8}{3,14 \cdot 0,1775} \cdot \frac{2900}{0,8 \cdot 1,0 \cdot 23,1^3} = 4,25,$$

unde :  $\mu = 0,2$  și  $p_a = 10 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AI-40) :  $D_m = \frac{D_e + D_i}{2} =$

$$= \frac{272 + 190}{2} = 231 \text{ mm} ; \quad \psi = b/D_m = (D_e - D_i)/2D_m = (272 - 190)/$$

$2 \cdot 231 = 0,1775$ . Se adoptă  $i = 6$  suprafețe de frecare.

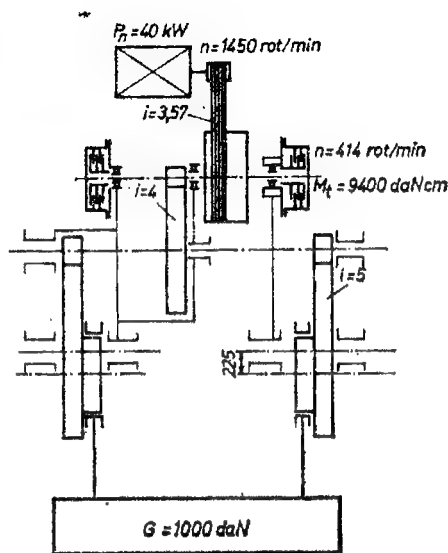


Fig. 178

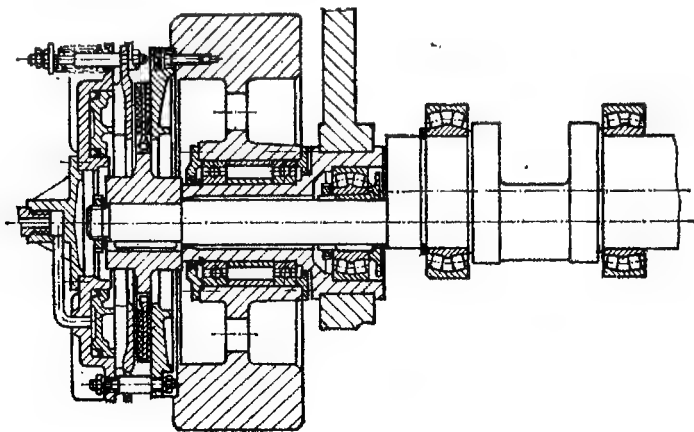


Fig. 179

Se determină numărul de discuri

$z_2 = \frac{i}{2} = \frac{6}{2} = 3$  discuri conduse,  $z_1 = z_2 + 1 = 3 + 1 = 4$  discuri conducătoare.

Se determină solicitarea termică a cuplajului (v. tabelul 55)

$$Q = 1,37 \cdot 10^{-3} \frac{M_{tc} G D^2 Z_h}{(M_{tc} + M_{sarc}) A z} (n_2 - n_1)^2 =$$

$$= 1,37 \cdot 10^{-3} \frac{290 \cdot 1,55 \cdot 30}{(290 + 94) 296 \cdot 7} 414^2 = 4 \text{ J/h} \cdot \text{cm}^2 < q_a,$$

unde :  $M_{sarc} = M_{tn} = 9400 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , considerîndu-se că momentul rezistent este momentul nominal la arborele cuplajului :  $A = \frac{\pi}{4} (D_s^2 - D_i^2) =$

$= \frac{3,14}{4} (272^2 - 190^2) = 296 \text{ cm}^2$ ;  $n_1 = 0$ , la fiecare schimbare de piesă presa se oprește;  $n_2 = n/i = 1450/3,57 = 414 \text{ rot/min}$ ;  $Z_h = 30$ , deoarece se prelucurează cîte 30 piese pe oră;  $z = 7$  discuri;  $q_a = 8,3 \text{ J/h} \cdot \text{cm}^2$ , conform tabelului AI-42.

**282** Cutia de viteze a unui strung revolver este echipată cu cuplaje intermediare cu fricțiune, multidisc, cu acționare electromagnetică (fig. 180). Se cunosc : motorul electric de acționare este de tip ASI 132 M 38-8, dezvoltînd o putere  $P_n = 4 \text{ kW}$  la  $n = 1425 \text{ rot/min}$ ; raportul

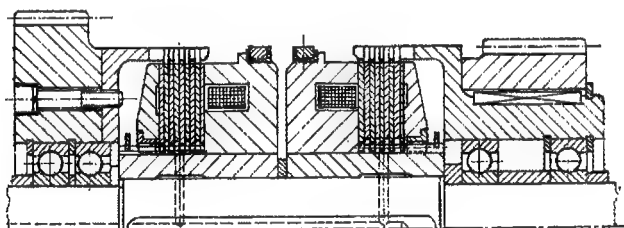


Fig. 180

de transmitere al transmisiei pînă la cuplaj este  $i = 5,3$ ; strungul funcționează 16 ore pe zi. Se cere să se aleagă tipodimensiunea necesară a cuplajului și să se predimensioneze acționarea electromagnetică a acestuia, frecvența cuplărilor fiind  $> 160/\text{oră}$ .

### Rezolvare :

Se calculează momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s i M_{tn} = 2,82 \cdot 5,3 \cdot 95500 \frac{4}{1425} = 4000 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,4 \cdot 1,12 \cdot 1,8 = 2,82$  (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30).

Din tabelul AI-48 se alege — în funcție de  $M_{tc}$  — un cuplaj tip EMD, mărimea 40 cu :  $M_{tc} = 40 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ;  $D = 182 \text{ mm}$ ;  $d = 60 \text{ mm}$ ;  $D_1 = 92 \text{ mm}$ ;  $d_1 = 55 \text{ mm}$  (valoarea intermediară). Se adoptă  $i = 16$  suprafețe de frecare, pentru discuri din oțel/oțel, cu ungere.

Din tabelul AI-41, în funcție de dimensiunile cuplajului, se aleg dimensiunile discurilor : discurile conducătoare :  $D = 156 \text{ mm}$ ,  $D_1 = 154 \text{ mm}$ ;  $D_i = 112 \text{ mm}$ ;  $b_1 = 2 \text{ mm}$ ; discurile conduse  $D_e = 148,5 \text{ mm}$ ;  $d_1 = 96 \text{ mm}$ ;  $d = 95,5 \text{ mm}$ ;  $b_1 = 2 \text{ mm}$ .

Se calculează forța de cuplare :

$$F_c = \frac{2 M_{tc}}{\mu D_m i} = \frac{2 \cdot 4000}{0,06 \cdot 13 \cdot 16} = 640 \text{ daN},$$

unde :  $\mu = 0,06$  (v. tabelul AI-40);  $D_m = (D_e + D_i)/2 = (148,5 + 112)/2 = 130,25 \text{ mm}$ .

Se determină suprafața necesară a polilor electromagnetului

$$S = \left( \frac{0,5}{B} \right)^2 F_c = \left( \frac{0,5}{1} \right)^2 640 = 160 \text{ cm}^2,$$

considerînd :  $B = 1 \text{ Tesla}$ .

Se obțin dimensiunile locașului bobinei

$$D_B = \sqrt{D_4^2 - \frac{2S}{\pi}} = \sqrt{18,2^2 - \frac{2 \cdot 160}{3,14}} = 15,2 \text{ cm},$$

unde :  $D_4 = D$ ;

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 + \frac{2S}{\pi}} = \sqrt{6^2 + \frac{2 \cdot 160}{3,14}} = 11,6 \text{ cm},$$

unde :  $D_1 = d$ ;

$$D_{m1} = \frac{D_3 + D_2}{2} = \frac{152 + 116}{2} = 134 \text{ mm}.$$

Se calculează conform tabelului 58

$$s_{cu} = 900 \frac{\delta D_{m1}}{U} = 900 \frac{0,1 \cdot 0,134}{24} = 0,503 \text{ mm}^2,$$

unde :  $\delta = 0,1$  și  $U = 24 \text{ V}$  (v. tabelul 58).

Se adoptă, din STAS 658-68, secțiunea conductorului de cupru

$$s_{cu \text{ STAS}} = 0,503 \text{ mm}^2, \text{ de unde } d'_{e \text{ STAS}} = 0,85 \text{ mm}.$$

Numărul total de spire al bobinei

$$n_{sp} = 3,56 \frac{U}{D_{m1}} = 3,56 \frac{24}{0,134} = 638 \text{ spire.}$$

Se determină înălțimea bobinei

$$h = \frac{D_3 - D_2}{2} - (h_1 + h_2) = \frac{152 - 116}{2} - (2 + 2) = 14 \text{ mm,}$$

cu :  $h_1 = h_2 = 2 \text{ mm}$  (v. tabelul 58).

Se calculează :

$$n_{sp2} = \frac{h}{d'_{cSTAS}} = \frac{14}{0,85} \approx 17 \text{ spire ; } n_{sp1} = \frac{n_{sp}}{n_{sp2}} = \frac{638}{17} = 37,5 \text{ spire,}$$

adoptându-se  $n_{sp1} = 37 \text{ spire.}$

Se obține adâncimea locașului bobinei cu relația

$$a = n_{sp1} d'_{cSTAS} + b_1 + b_2 + b_3 = 0,85 \cdot 37 + 2 + 2 + 1 = 36,5 \text{ mm,}$$

în care :  $b_1 = b_2 = 2 \text{ mm}$  și  $b_3 = 1 \text{ mm}$  (v. tabelul 58).

**283** Un cuplaj intermitent cu fricțiune este montat pe arborele intermediar al unui troliu (fig. 181). Sarcina maximă de ridicat este de 3000 daN, trebuind să ajungă — în timp de 0,5 s — la o viteză  $v = 3 \text{ m/s}$ , ceea ce corespunde unei rotații  $n_t = 115 \text{ rot/min}$  a tamburului și  $n_{cuplaj} = 400 \text{ rot/min}$ , la arborele cuplajului. Să se determine momentul de torsiune necesar a fi transmis de cuplaj și să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului.

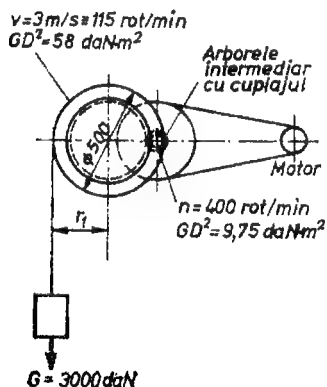


Fig. 181

### Rezolvare :

Momentul de torsiune pe care trebuie să-l transmită cuplajul, este format din suma momentelor pentru accelerare  $M_a$  și pentru învingerea rezistenței exterioare\*)  $M_r$  :

$$M_{tc} = M_a + M_r ; M_a = M_{a1} + M_{a2} + M_{a3}.$$

În această relație  $M_{a1}$  este momentul necesar accelerării sarcinii de ridicat ;  $M_{a2}$  — momentul necesar accelerării tamburului ;  $M_{a3}$  — momentul necesar accelerării arborelui și accesoriilor.

\*) Sarcina la troliu.

Conform tabelului 55, se determină momentul de accelerare :

$$M_{a1} = K'_s \frac{GD^2 n_{cuplaj} 10^{-2}}{375 t_a} = 1,2 \frac{61 \cdot 10^4 \cdot 400 \cdot 10^{-2}}{375 \cdot 0,5} = 15750 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

$n_{cuplaj}$  fiind turația la care trebuie să ajungă cuplajul în timpul de accelerare. În relația momentului de accelerare s-a introdus :  $GD^2 = 365 F \left( \frac{100 v}{n_{cuplaj}} \right)^2 = 365 \cdot 3000 \left( \frac{300}{400} \right)^2 = 6,15 \cdot 10^5 \text{ daN} \cdot \text{cm}^2$ , momentul de inerție redus la arborele cuplajului.

Se calculează momentul de accelerare a tamburului (v. fig. 181) cu  $GD^2 = 58 \cdot 10^4 \text{ daN} \cdot \text{cm}^2$  :

$$M'_{a2} = 1,2 \frac{58 \cdot 115 \cdot 10^2}{375 \cdot 0,5} = 4268 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

care — raportat la arborele cuplajului — este

$$M_{a2} = \frac{M'_{a2} n_t}{n_{cuplaj}} = \frac{4268 \cdot 115}{400} = 1227 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină momentul de accelerare a arborelui și accesoriilor

$$M_{a3} = 1,2 \frac{9,75 \cdot 400 \cdot 10^2}{375 \cdot 0,5} = 2496 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul rezistent se calculează cu relația :

$$M_r = \frac{Fr_1}{i} = \frac{3000 \cdot 25}{3,48} = 21550 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

în care .  $i = \frac{400}{115} = 3,48$ .

Momentul de torsiune necesar a fi transmis de cuplaj este :

$$M_{tc} = (M_{a1} + M_{a2} + M_{a3}) + M_r = 15750 + 1227 + 2496 + 21550 = 41023 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se va alege un cuplaj cu un moment capabil mai mare decât cel necesar. Astfel, se alege un cuplaj *PLANOX* 163, cu  $M_{tc} = 450 \text{ daN} \cdot \text{m}$  (v. tabelul AI-43).

**284** Să se calculeze un cuplaj intermitent cu fricțiune\*) — cu arcuri dispuse pe periferie (fig. 182) — pentru transmisia unui autovehicul, care să poată transmite momentul maxim dezvoltat de motor  $M_{IM} = 76 \text{ daN} \cdot \text{m}$ .

\* Ambreiaj.

## Rezolvare :

Se recomandă — până la momente de 70...80 daN·m — folosirea cuplajelor monodisc, iar la valori mai mari — cuplaje bidisc [1,34]. Se adoptă o construcție cu două discuri conduse și trei conducătoare.

Se determină diametrul arborelui cuplajului

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{tc}}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12150}{3,14 \cdot 1000}} = 3,96 \text{ cm},$$

recomandându-se  $\tau_{at} = 1000 \dots 1300$  daN/cm<sup>2</sup>;  $M_{tc} = K_s M_{tM} = 1,6 \cdot 7600 = 12150$  daN·cm;  $K_s = 1,6 \dots 2$ , pentru autocamioanele care funcționează în condiții normale\*). Se adoptă un arbore canelat 8 × 42 × 48, STAS 1769-68.

Se calculează dimensiunile discurilor (v. tabelul 55):

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2 M_{tc}}{\pi \mu i p_a \psi}} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 12150}{3,14 \cdot 0,3 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 0,3}} = 19,3 \text{ cm};$$

se alege din tabelul AI-40:  $\mu = 0,3$  și  $p_a = 3$  daN/cm<sup>2</sup>, pentru cazul funcționării uscate, cu țesătură de azbest pe oțel. Se adoptă:  $\psi =$

$= b/D_m = 0,3$ ; numărul suprafețelor de frecare  $i = 4$ . Se adoptă  $D_m = 200$  mm, rezultând

$$\begin{cases} 2D_m = D_e + D_i; \\ 2\psi D_m = D_e - D_i; \end{cases} \quad \begin{cases} D = 260 \text{ mm}; \\ D_i = 140 \text{ mm}. \end{cases}$$

Forța de cuplare este

$$F_c = \frac{2 M_{tc}}{i \mu D_m} = \frac{2 \cdot 12150}{4 \cdot 0,3 \cdot 20} = 1015 \text{ daN}.$$

\*) UNTARU, M. ș.a. *Construcția și calculul automobilelor*. București, Editura tehnică, 1974.



Pentru dimensiunile rezultate ale suprafețelor de frecare, se recomandă un număr de  $n_a = 12$  arcuri, rezultînd forța pe un arc;

$$F_{a1} = \frac{F_c}{n_a} = \frac{1015}{12} = 84,5 \text{ daN}.$$

Cunoșcînd forța pe un arc  $F_{a1}$  se calculează arcurile conform indicațiilor de la cap. 12.

Se verifică presiunea specifică

$$p = \frac{4 F_c}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4 \cdot 1015}{3,14(26^2 - 14^2)} = 2,7 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 3 \text{ daN/cm}^2.$$

**285** Un cuplaj conic, cu fricțiune, realizează legătura între un motor electric și o pompă cu piston. Să se dimensioneze cuplajul știind că suprafețele în contact — funcționînd în ulei — sînt din oțel călit. Momentul de torsiune la arborele conducător al cuplajului  $M_{tc} = 700 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Pompa funcționează opt ore pe zi, frecvența cuplărilor fiind  $> 160/\text{oră}$ .

### Rezolvare :

Se determină diametrul mediu al suprafețelor în contact cu relația (v. tabelul 55):

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi\psi} \frac{M_{tc}}{\mu p_a}} = \sqrt[3]{\frac{2}{3,14 \cdot 0,2} \cdot \frac{1953}{0,06 \cdot 7}} = 24,6 \text{ cm},$$

în care:  $M_{tc} = K_c M_{tn} = 2,79 \cdot 700 = 1953 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $K_c = K_1 K_2 K_3 = 1,8 \cdot 1,0 \cdot 1,55 = 2,79$  (v. tabelele AI-28, AI-29 și AI-30). Din tabelul 55 s-a adoptat  $\psi = 0,2$ , iar din tabelul AI-40 s-au ales:  $\mu = 0,06$  și  $p_a = 7 \text{ daN/cm}^2$ . Se adoptă  $D_m = 250 \text{ mm}$ .

Se calculează lungimea de contact pe generatoare

$$b = \psi D_m = 0,2 \cdot 250 = 50 \text{ mm}.$$

Pentru cuplul metal/metal — conform tabelului 55 — se alege  $\alpha = 10^\circ$  și se determină:

$$D_e = D_m + b \sin \alpha = 250 + 50 \cdot 0,17365 = 258,7 \text{ mm};$$

$$D_i = D_m - b \sin \alpha = 250 - 50 \cdot 0,17365 = 241,3 \text{ mm}.$$

Forța de cuplare necesară are valoarea

$$F_c = \frac{2 M_{tc}}{D_m} \cdot \frac{\sin \alpha}{\mu} = \frac{2 \cdot 1953}{25} \cdot \frac{0,17365}{0,06} = 452,2 \text{ daN},$$

cu care se verifică presiunea specifică :

$$p = \frac{F_c}{\pi D_m b \sin \alpha} = \frac{452,2}{3,14 \cdot 25 \cdot 5 \cdot 0,17365} = 6,95 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 7 \text{ daN/cm}^2.$$

**286** În transmisia mecanică a unei mașini textile este montat — între o roată de lanț și o roată dințată — un cuplaj conic, dublu sens (fig. 183). Să se determine forțele de cuplare — în cele două sensuri — știind că la roata dințată momentul rezistent este  $M_{t1} = 600 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , iar la roata de lanț  $M_{t2} = 450 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Cuplajul funcționează fără ungere, avînd — pe discurile conductoare — un strat din aliaj metaloceramic.

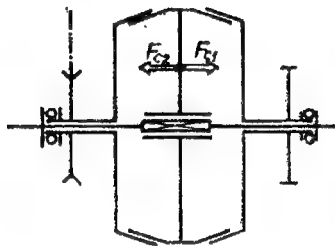


Fig. 183

### Rezolvare :

Constructiv, se acceptă același diametru mediu pentru cele două cuplaje

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi \psi_1} \frac{M_{tc1}}{\mu p_a}} = \sqrt[3]{\frac{2}{3,14 \cdot 0,2} \frac{1500}{0,3 \cdot 3}} = 17,4 \text{ cm},$$

unde :  $M_{tc1} = K_s M_{t1} = 2,5 \cdot 600 = 1500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  ;  $M_{tc2} = K_s M_{t2} = 2,5 \cdot 450 = 1125 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , adoptîndu-se  $K_s = 2,5$  ; din tabelul 55 se adoptă  $\psi_1 = 0,2$ . Se alege  $\mu = 0,3$  și  $p_a = 3 \text{ daN/cm}^2$ , din tabelul AI-40. Se rotunjește valoarea obținută la  $D_m = 180 \text{ mm}$ , determinîndu-se lungimea de contact pe generatoare :

$$b_1 = \psi_1 D_m = 0,2 \cdot 180 = 36 \text{ mm} ; b_2 = \psi_2 D_m = 0,15 \cdot 180 = 27 \text{ mm},$$

$$\text{unde : } \psi_2 = \psi_1 \frac{M_{tc2}}{M_{tc1}} = 0,2 \frac{1125}{1500} = 0,15.$$

Se determină forțele de cuplare :

$$F_{c1} = \frac{2 M_{tc1}}{D_m} \frac{\sin \alpha}{\mu} = \frac{2 \cdot 1500}{18} \frac{0,2588}{0,3} = 143,8 \text{ daN} ;$$

$$F_{c2} = \frac{2 M_{tc2}}{D_m} \frac{\sin \alpha}{\mu} = \frac{2 \cdot 1125}{18} \frac{0,2588}{0,3} = 107,8 \text{ daN},$$

alegîndu-se  $\alpha = 15^\circ$  (v. tabelul 55).

**287** Pentru echiparea unei pompe, de putere  $P_n=18$  kW, la o turație de  $n=1500$  rot/min, se folosește un cuplaj intermitent cu fricțiune, de tip *Conax* (fig. 184). Știind că pompa este acționată de un electromotor și funcționează 7 ore zilnic, să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului. Frecvența cuplărilor este mai mare de 160/oră.

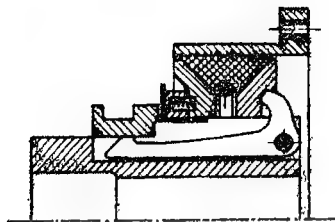


Fig. 184

### Rezolvare :

Se determină coeficientul necesar de siguranță  $K_s = K_1 K_2 K_3 = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 2,0 = 2,4$ , conform tabelelor AI-28, AI-29 și AI-30, momentul necesar de transmis fiind :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,4 \cdot 95500 \frac{18}{1500} = 2750 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Din tabelul AI-50 se poate alege tipul STA, mărimea 7/3 cu  $M_{tc} = 3000$  daN·cm.

**288** Un cuplaj de tip *Conax* constituie elementul de legătură dintre arborele unui motor electric — cu un moment nominal  $M_{tn}=2000$  daN·cm — și un reductor ce acționează o pompă. Să se aleagă și să se calculeze principalele dimensiuni ale cuplajului în ipoteza adoptării unui coeficient de siguranță  $K_s = 2,5$ . Ce material trebuie folosit pentru a se asigura transmiterea momentului?

### Rezolvare :

Momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,5 \cdot 2000 = 5000 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Din tabelul AI-50 se alege un cuplaj STA 11/5 cu  $M_{tc} = 5000$  daN·cm ; din același tabel rezultă  $D_2 = 186$  mm. Se adoptă din tabelul 55  $\alpha = 25^\circ$  și  $\psi = 0,15$  și se calculează

$$\mu p_1 = \frac{M_{tc}}{\pi \psi D_m^3} = \frac{5000}{3,14 \cdot 0,15(17)^3} = 2,16 ;$$

în această relație s-a introdus  $D_m = D_2 \cos \alpha = 186 \cdot 0,906 = 168,5 \approx 170$  mm.

Analizînd tabelul AI-40 se observă că produsul  $\mu p_1 = 2,16$  nu poate fi realizat decît de materialele din pulberi metalice. Se adoptă  $\mu = 0,2$  și se determină

$$p_1 = \frac{2,16}{0,2} = 10,8 \text{ daN/cm}^2.$$

Din relațiile momentelor de torsiune — capabile a fi transmise pe suprafețele conice și cilindrice, în ipoteza  $b_2 = 2b_1^*$ ) — se obține :

$$D_m^2 p_1 = D_2^2 p_2 \text{ și } p_1 \cos^2 \alpha = p_2 ;$$

cunoscînd valorile  $p_1$  și  $\alpha$ , se poate determina :

$$p_2 = 10,8(0,906)^2 = 8,89 \text{ daN/cm}^2.$$

Lățimea activă a suprafețelor conice este :

$$b_1 = \psi D_m = 0,15 \cdot 170 = 25,5 \text{ mm},$$

iar a suprafeței cilindrice :

$$b_2 = \frac{2 M_{tc}}{\pi \mu D_2^2 p_2} = \frac{2 \cdot 5000}{3,14 \cdot 0,2(18,6)^2 8,89} = 5,17 \text{ cm} ;$$

se poate alege  $b_2 = 52 \text{ mm}$ .

Forța de cuplare necesară transmiterii momentului :

$$F_c = \frac{M_{tc} \sin \alpha}{\mu D_m} = \frac{5000 \cdot 0,422}{0,2 \cdot 1,7} = 620 \text{ daN}.$$

Se verifică existența interstițiului  $\Delta$  :

$$\Delta = b_2 - 2b_1 \cos \alpha = 52 - 2 \cdot 25,5 \cdot 0,906 = 5,8 \text{ mm}.$$

**289** Legătura dintre o roată dîntată și un arbore se realizează prin intermediul unui cuplaj de siguranță, cu știfturi de forfecare (fig. 185). Momentul pe care-l transmite arborele — ca element conducător — la roată este  $M_{tn} = 3000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Nu sînt admise suprasarcinile, care ar deteriora angrenajul. Se acceptă un coeficient de siguranță  $K_s = 2,2$ . Să se determine numărul de știfturi și dimensiunile acestora. Diametrul arborelui este  $d = 50 \text{ mm}$ .

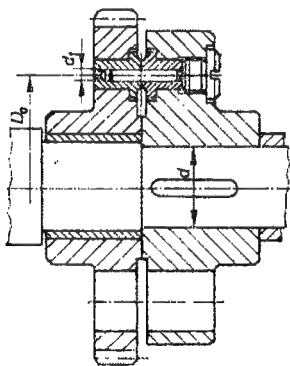


Fig. 185

### Rezolvare :

Momentul de torsiune de calcul :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,2 \cdot 3000 = 6600 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul limită (v. tabelul 59) :

$$M_{lim} = 1,2 M_{tc} = 1,2 \cdot 6600 = 7920 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină (conform tabelului 59) :

$$n_s d_1^2 = \frac{8}{\pi} \frac{M_{lim}}{D_0 \tau_r} = \frac{8}{3,14} \frac{7920}{12,5 \cdot 3150} = 0,51247,$$

\*) Se poate accepta, rezultatele fiind corespunzătoare.

unde :  $\tau_r = \gamma \sigma_r$ ; se adoptă pentru știfturile din OL 42, cu  $\sigma_r = 4200$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\tau_r = 0,75 \cdot 4200 = 3150$  daN/cm<sup>2</sup>; se alege  $D_0 = 2,5 \cdot d = 2,5 \cdot 50 = 125$  mm.

Rezultă următoarele soluții posibile :

$$n_s = 2 \text{ știfturi; } d_1^2 = 0,25624; \bar{d}_1 = 5,06 \text{ mm;}$$

$$n_s = 3 \text{ știfturi; } d_1^2 = 0,17082; \bar{d}_1 = 4,13 \text{ mm;}$$

$$n_s = 4 \text{ știfturi; } d_1^2 = 0,12812; \bar{d}_1 = 3,58 \text{ mm;}$$

putîndu-se alege varianta convenabilă.

**290** Un reductor într-o treaptă, din transmisia unei bărci cu motor, are pe arborele de ieșire — un cuplaj limitativ cu discuri (fig. 186). Puterea motorului de acționare — cu doi cilindri — este  $P_n = 7,5$  kW, la  $n = 3000$  rot/min; raportul de transmitere al treptei angrenajului  $i = 2,36$ . Să se aleagă cuplajul și să se determine : numărul suprafețelor de frecare și forța la care trebuie calculat arcul.

### Rezolvare :

Momentul de intrare în reductor

$$M_{11} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{7,5}{3000} = 239 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul la arborele de ieșire

$$M_{12} = i M_{11} = 2,36 \cdot 239 = 564 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină momentul de torziune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{12} = 2,4 \cdot 564 = 1354 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = 2,4$  (v. tabelul AI-31 — sarcină neuniformă).

Se determină momentul de torziune limită :

$$M_{lim} = 1,2 M_{tc} = 1,2 \cdot 1354 = 1625 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Din tabelul AI-51 se alege cuplajul limitativ cu discuri, cu arc central, tip SND 10 · 10, cu discurile din oțel cu  $M_{tc} = 20$  daN · m, iar din tabelul AI-41 se aleg dimensiunile discurilor :  $D_e = 102,8$  mm ;  $D_i = 81,5$  mm ;  $b_1 = 1,5$  mm.

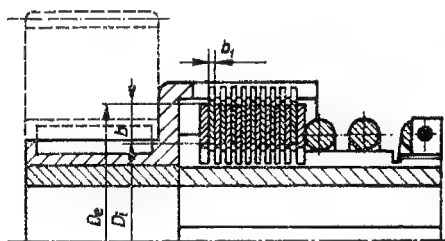


Fig. 186

Se calculează :

$$b = \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{102,8 - 81,5}{2} = 10,65 \text{ mm};$$

$$D_m = \frac{D_e + D_i}{2} = \frac{102,8 + 81,5}{2} = 92,15 \text{ mm};$$

$$\psi = \frac{b}{D_m} = \frac{10,65}{92,15} = 0,1156.$$

Se determină numărul suprafețelor de frecare

$$i = \frac{2}{\pi \psi} \frac{M_{t \text{ um}}}{\mu p_a D_m^3} = \frac{2}{3,14 \cdot 0,1156} \cdot \frac{1625}{0,06 \cdot 8(9,215)^3} = 23,84,$$

alegîndu-se  $p_a = 8 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\mu = 0,06$  (v. tabelul AI-40, pentru oțel/oțel cu ungere).

Deoarece numărul de suprafețe este foarte mare ( $i > i_{max} = 16$ , v. tabelul 59) se adoptă discurile conducătoare din oțel, iar discurile conduse din aliaje metalo-ceramice; în acest caz  $p_a = 8 \text{ daN/cm}^2$  și  $\mu = 0,12$  (v. tabelul AI-40) rezultînd

$$i = \frac{2}{3,14 \cdot 0,1156} \cdot \frac{1625}{0,12 \cdot 8(9,215)^3} = 11,92;$$

se adoptă  $i = 12$  și se determină forța pe arc :

$$F_{arc} = \frac{2 M_{t \text{ um}}}{i \mu D_m} = \frac{2 \cdot 1625}{12 \cdot 0,12 \cdot 9,215} \approx 245 \text{ daN},$$

cu această forță dimensionîndu-se arcul (v. cap. 12).

Se verifică presiunea specifică :

$$p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b} = \frac{245}{3,14 \cdot 9,215 \cdot 1,065} = 7,95 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 8 \text{ daN/cm}^2.$$

**291** O bandă transportoare este antrenată de o transmisie formată dintr-un motor și un mecanism de antrenare (fig. 187), legate printr-un cuplaj limitativ cu fricțiune, cu arcuri periferice (fig. 188). Se cunosc : puterea motorului electric de acționare  $P_n = 4 \text{ kW}$  și turația acestuia  $n = 960 \text{ rot/min}$ . Să se dimensioneze și să se verifice cuplajul limitativ.

## Rezolvare :

Momentul de torsiune nominal

$$M_{tn} = 95500 \frac{P_n}{n} = 95500 \frac{4}{960} = 398 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

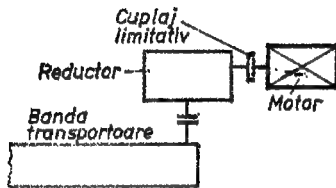


Fig. 187

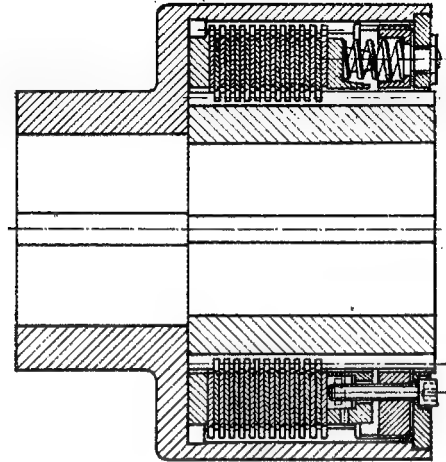


Fig. 188

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 2,33 \cdot 398 = 927 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $K_s = 2,33$  (v. tabelul AI-31 — sarcină neuniformă).

Se determină momentul de torsiune limită

$$M_{tim} = 1,15 M_{tc} = 1,15 \cdot 927 = 1066 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Avînd în vedere locul de montare al cuplajului, se adoptă un cuplaj cu frecare uscată, cu discuri din pulberi metalice/oțel călit.

Se determină diametrul arborelui cuplajului

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{tim}}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 398}{3,14 \cdot 150}} = 2,38 \text{ cm},$$

pentru  $\tau_{at} = 150 \text{ daN/cm}^2$ , adoptîndu-se  $d = 25 \text{ mm}$ .

Se calculează diametrul mediu al suprafețelor de frecare (v. tabelul 59) :

$$D_m = (2,5 \dots 4) d = 3,2 \cdot 25 = 80 \text{ mm},$$

cu ajutorul căruia se calculează numărul suprafețelor de frecare

$$i = \frac{2 M_{tim}}{\pi \psi p_a D_m^3} = \frac{2 \cdot 1066}{3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,25 \cdot 3 \cdot 8^3} = 5,89,$$

unde :  $\mu = 0,25$  și  $p_a = 3 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AI-40);  $\psi = b/D_m = 0,3$  (v. tabelul 59). Se adoptă  $i = 6$  suprafețe de frecare.

Se determină

$$D_e = D_m + b = 80 + 24 = 104 \text{ mm}; \quad D_i = D_m - b = 80 - 24 = 56 \text{ mm}; \\ b = \psi D_m = 0,3 \cdot 80 = 24 \text{ mm}.$$

Se calculează numărul de discuri

$$z_2 = \frac{i}{2} = \frac{6}{2} = 3 \text{ discuri conduse}; \quad z_1 = z_2 + 1 = 3 + 1 = 4 \text{ discuri conducătoare}.$$

Forța la care cuplajul începe să patineze sau forța care acționează asupra arcurilor periferice ale cuplajului este :

$$F_{arc} = \frac{2 M_{lim}}{i \mu D_m} = \frac{2 \cdot 1066}{6 \cdot 0,25 \cdot 8} = 177,7 \text{ daN},$$

forța pe un arc fiind (pentru  $n_a = 6$  arcuri)\*)

$$F_{arc1} = \frac{F_{arc}}{n_a} = \frac{177,7}{6} = 29,6 \text{ daN}.$$

Se verifică presiunea specifică

$$p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b} = \frac{177,7}{3,14 \cdot 8 \cdot 2,4} = 2,95 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 3 \text{ daN/cm}^2.$$

**292** Pe arborele de ieșire dintr-un reductor melcat — ce acționează un transportor cu bandă — se montează un cuplaj limitativ conic (fig. 189). Să se dimensioneze cuplajul și să se determine forța necesară a fi dezvoltată de arc pentru transmiterea momentului  $M_{lim} = 1500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , dacă diametrul mediu este  $D_m = 200 \text{ mm}$ ; butucul roții și semicuplajul conducător 1 se execută din fontă, semicuplajul condus 2 — din oțel.

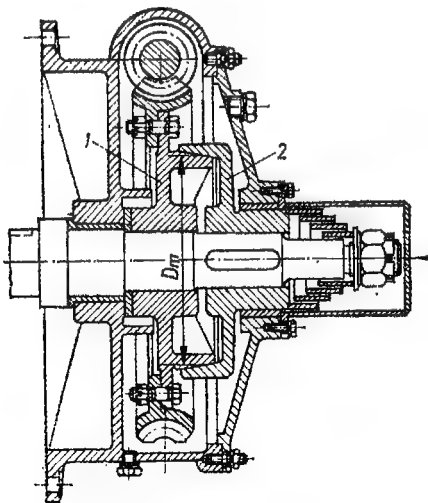


Fig. 189

### Rezolvare :

Cunoscând  $D_m$ , se folosesc relațiile din tabelul 59 :

$$b = \frac{2 M_{lim}}{\pi \mu D_m^2 p_a} = \frac{2 \cdot 1500}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 20^2 \cdot 6} = 4,98 \text{ cm},$$

\*) Forța  $F_{arc1}$  reprezintă, de fapt, forța de precomprimare a arcului  $F_1$  de pe caracteristica acestuia (v. cap. 12).



unde :  $\mu = 0,08$  și  $p_a = 6 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AI-40), adoptindu-se  $b = 50 \text{ mm}$ .

Pentru cuplul metal/metal se adoptă  $\alpha = 20^\circ$  și se calculează :

$$D_e = D_m + b \sin \alpha = 200 + 50 \cdot \sin 20^\circ \approx 207 \text{ mm}; \quad D_i = D_m - b \sin \alpha = 200 - 50 \cdot \sin 20^\circ \approx 183 \text{ mm}.$$

Se determină forța la care cuplajul începe să patineze :

$$F_{arc} = \frac{2M_{lim}}{D_m} \left( \frac{\sin \alpha}{\mu} + \cos \alpha \right) = \frac{2 \cdot 1500}{20} \left( \frac{\sin 20^\circ}{0,08} + \cos 20^\circ \right) = 782 \text{ daN},$$

cu această forță putîndu-se calcula arcul (v. cap. 12).

Se verifică presiunea specifică

$$p = \frac{F_{arc}}{\pi D_m b \sin \alpha} = \frac{782}{3,14 \cdot 20 \cdot 5 \cdot \sin 20^\circ} = 7,32 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 8 \text{ daN/cm}^2.$$

**293** Un cuplaj de siguranță, cu bile și canal trapezoidal (fig. 190), trebuie să transmită un moment nominal  $M_{tn} = 700 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Cunoscînd coeficientul de siguranță al cuplajului  $K_s = 1,8$ , se cere să se dimensioneze și să se verifice cuplajul ( $h = 3 \text{ mm}$ ).

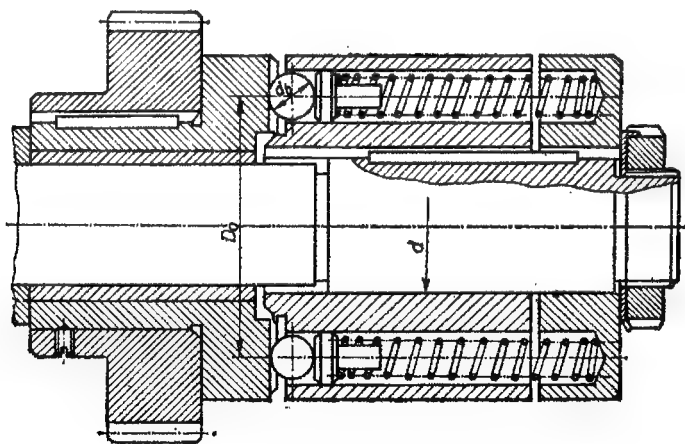


Fig. 190

**Rezolvare :**

Momentul de torsiune de calcul este :

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 1,8 \cdot 700 = 1260 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se determină diametrul arborelui cuplajului

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tc}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{700}{0,2 \cdot 150}} = 2,86 \text{ cm},$$

pentru  $\tau_{at} = 150 \text{ daN/cm}^2$ , adoptându-se  $d = 30 \text{ mm}$ .

Se calculează forța, pe fiecare arc, necesară transmiterii momentului de torsiune de calcul:

$$F_{arc1} = \frac{2 M_{tc}}{z D_0} [(1 - \mu^2) \operatorname{tg} \alpha - 2\mu] = \frac{2 \cdot 1260}{12 \cdot 12} [(1 - 0,1^2) \operatorname{tg} 45^\circ - 2 \cdot 0,1] = 14 \text{ daN},$$

unde:  $D_0 = (1 \dots 5) d = 4 \cdot 30 = 120 \text{ mm}$ ;  $\mu = 0,1$ ;  $\alpha = 45^\circ$  (v. tabelul 59); se adoptă  $z = 12$ .

Se determină momentul de torsiune limită

$$M_{lim} = \frac{k_a(\delta_1 + h)zD_0}{2[(1 - \mu^2) \operatorname{tg} \alpha - 2\mu]} = \frac{7(2 + 0,3) \cdot 12 \cdot 12}{2[(1 - 0,1^2) \operatorname{tg} 45^\circ - 2 \cdot 0,1]} = 1467 \text{ daN} \cdot \text{cm} < 1,2 M_{tc} = 1,2 \cdot 1260 = 1512 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde:  $k_a = \frac{F_{arc}}{\delta_1} = \frac{14}{2} = 7 \text{ daN/cm}$ , adoptînd  $\delta_1 = 2 \text{ cm}$ .

Se verifică rezistența la solicitarea de contact a bilelor (v. tabelul 59):

$$\sigma_{kmax} = 9700 \sqrt[3]{\frac{F_n}{r_b^2}} = 9700 \sqrt[3]{\frac{31,4}{0,7^2}} = 38816 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak},$$

unde:  $\sigma_{ak} = 50000 \text{ daN/cm}^2$ , pentru bilele de rulmenți;

$$F_n = \frac{F_{arc1}}{\lambda[(1 - \mu^2) \sin \alpha - 2\mu \cos \alpha]} = \frac{14}{0,8[(1 - 0,1^2) \sin 45^\circ - 2 \cdot 0,1 \cdot \cos 45^\circ]} = 31,4 \text{ daN};$$

( $\lambda = 0,8$  — v. tabelul 59);  $r_b = \frac{d_b}{2} = \frac{14}{2} = 7 \text{ mm}$ , pentru bilele de rulmenți, cu  $d_b = 14 \text{ mm}$ .

**294** În sistemul de acționare al unui transportor cu role (fig. 191, *a*) s-au inclus cuplaje unisens, cu role de blocare — montate în reductoarele melcate (fig. 191, *b*) — pentru a permite rotirea liberă a rotelor. Se cunosc: puterea motorului electric de antrenare  $P_n = 1,5$  kW, la  $n = 1420$  rot/min; raportul de transmitere al reductorului melcat  $i = 41$ . Să se dimensioneze și să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului unisens.

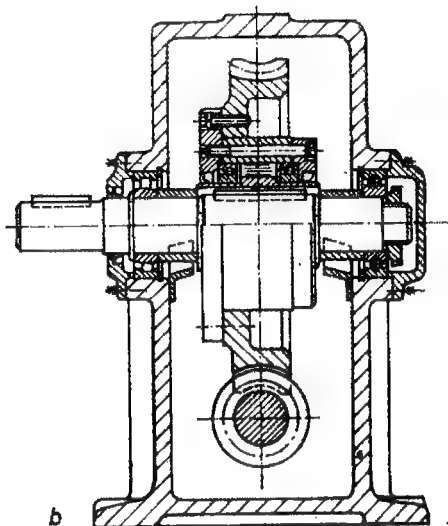
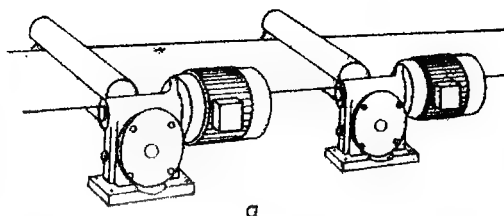


Fig. 191

### Rezolvare :

Momentul nominal la arborele cuplajului

$$\begin{aligned} M_{tn} &= 95500 \frac{P_n}{n} i = \\ &= 95500 \frac{1,5}{1420} \cdot 41 = \\ &= 4115 \text{ daN} \cdot \text{cm}, \end{aligned}$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$\begin{aligned} M_{tc} &= K_s M_{tn} = 2 \cdot 4115 = \\ &= 8230 \text{ daN} \cdot \text{cm}, \end{aligned}$$

unde:  $K_s = 2,0$  (v. tabelul AI-27, transportoare cu bandă).

Din tabelul AI-54, se adoptă un cuplaj unisens AI 55, cu:  $M_{tc} = 82$  daN·m;  $D_1 = 115$  mm;  $D = 160$  mm;  $D_2 = 75$  mm;  $B = 67$  mm;  $d = 55$  mm.

Folosind relația de dimensionare indicată în tabelul 60, se poate determina numărul rotelor de blocare, adoptîndu-se constructiv diametrul acestora sau diametrul rotelor, alegînd numărul acestora.

a) În primul caz

$$\frac{\frac{R_2 z}{1 - \frac{1}{r_1} + \frac{1}{R_1}}}{l \operatorname{tg} \alpha} \geq \left( \frac{605}{\sigma_{ac}} \right)^2 \text{ sau } \frac{5,75z}{0,75} = \frac{8230}{3,5 \cdot 0,1051} \left( \frac{605}{25000} \right)^2,$$

rezultînd  $z \approx 3$  role de blocare. În această relație s-au introdus:  $R_1 = \infty$  (construcția cuplajului);  $\sigma_{ac} = 25000$  daN/cm<sup>2</sup> (v. tabelul 60);  $R_2 = 57,5$  mm;  $\alpha = 6^\circ$ ,  $\operatorname{tg} \alpha = 0,1051$ ,  $d_1 = 15$  mm și  $l = 35$  mm (v. tabelul AI-53). Se adoptă  $z = 4$  role.

b) în cel de al doilea caz

$$r_1 = \frac{M_{tc}}{R_2 l z \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{605}{\sigma_{av}} \right)^2 = \frac{8230}{5,75 \cdot 3,5 \cdot 4 \cdot 0,1051} \left( \frac{605}{25\,000} \right)^2 = 0,562 \text{ cm},$$

adoptîndu-se  $d_1 = 12 \text{ mm}$ .

**295** Pentru blocarea sarcinii, la instalațiile de ridicat, se recomandă ca — în afara frinelor — să se monteze și cuplaje unisens (fig. 192). Cunos- cînd că la instalația din figura 192 este folosit un cuplaj unisens cu role

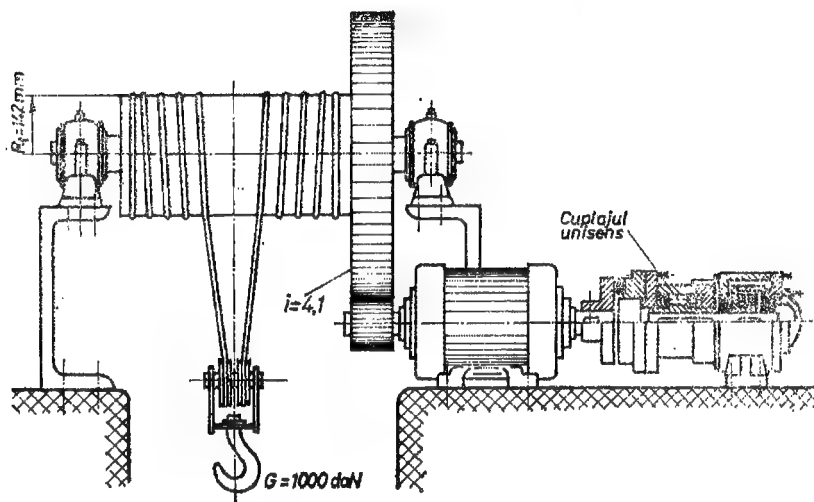


Fig. 192

de blocare (fig. 193), de tip AL, mărimea 45, se cere să se efectueze calculul de verificare al acestui cuplaj.

### Rezolvare :

Cunoscînd sarcina maximă de ridicat  $Q$  și raportul de transmitere  $i$  se calculează momentul de torsiune la arborele cuplajului

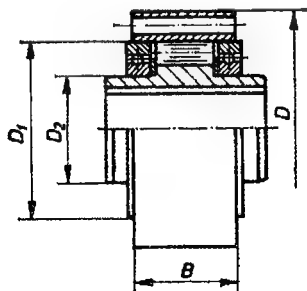


Fig. 193

$$M_{tn} = \frac{Q}{i} R_t = \frac{1000}{4,1} \cdot 14,2 = 1740 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar momentul de torsiune de calcul

$$M_{tc} = K_s M_{tn} = 3,0 \cdot 1740 = 5220 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

unde :  $K_s = 3,0$  (v. tabelul AI-27).

Se verifică (v. tabelul 60)

$$\sigma_{c1} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_2 l z \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{R_1} \right)} = 605 \sqrt{\frac{5220}{4,75 \cdot 3 \cdot 10 \cdot 0,1051} \cdot \frac{1}{0,75}} = \\ = 13007 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ac};$$

$$\sigma_{c2} = 605 \sqrt{\frac{M_{tc}}{R_2 l z \operatorname{tg} \alpha} \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{R_1} \right)} = 605 \sqrt{\frac{5220}{4,75 \cdot 3 \cdot 10 \cdot 0,1051} \left( \frac{1}{0,75} - \frac{1}{4,35} \right)} = \\ = 11865 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ac};$$

în aceste relații  $\sigma_{ac} = 30000 \text{ daN/cm}^2$ , conform tabelului 60.

**296** Cuplajul cu manșon monobloc — cu pene paralele — montat în transmisia unui transportor ușor cu role, este acționat de un motor electric cu  $P_n = 3 \text{ kW}$ , la turația  $n = 1420 \text{ rot/min}$ . Să se determine momentul de calcul al cuplajului și efortul unitar de torsiune din manșon, știind că  $\tau_{at} = 350 \text{ daN/cm}^2$  (pentru arbore).

**297** Arborii — de la un motor electric și un ventilator — sînt uniți printr-un cuplaj cu flanșe, transmitînd un moment  $M_{tn} = 800 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; diametrele capetelor de arbori sînt  $d_1 = d_2 = 32 \text{ mm}$ . Să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului și să se verifice șuruburile de fixare.

**298** Un cuplaj *Oldham*, cu element intermediar metalic, este montat în transmisia unui trefilor de sîrmă (fig. 194). Știind că cilindrii laminorului sînt antrenăți de un motor electric Ce 82, cu  $P_n = 12,5 \text{ kW}$ , la  $n = 1450 \text{ rot/min}$ , iar transmisia cu roți dințate are un raport de transmitere  $i = 2,07$ , se cere să se dimensioneze cuplajul. Trefilorul funcționează zilnic trei schimburi, cu o dezaxare maximă a arborilor cuplajului de  $e = \pm 6 \text{ mm}$  ( $K_s = 4$ ).

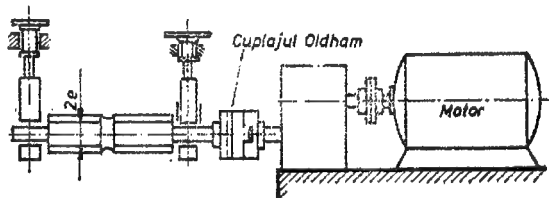


Fig. 194

**299** Legătura dintre o turbină cu aburi și un generator electric este realizată printr-un cuplaj elastic cu arc șerpuit (de tip *Bibby*), B, mărimea 478. Știind că turbina dezvoltă o putere  $P_n = 850 \text{ kW}$ , la  $n = 1000 \text{ rot/min}$  — funcționînd 24 de ore pe zi — să se verifice cuplajul și să se traseze caracteristica acestuia. Se consideră cunoscute dimensiunile cuplajului  $D_0 = 450 \text{ mm}$ ;  $t = 15,5 \text{ mm}$ ;  $j = 5 \text{ mm}$ ;  $l = 50 \text{ mm}$ ;  $b = 16 \text{ mm}$ ;  $h = 4 \text{ mm}$ ;  $z = 90$  dinți, elementul elastic fiind executat din 51 VCr 11 A, STAS 795-77. Frecvența cuplărilor este mai mare de 160 pe oră.

**300** Un cuplaj cu arcuri multilamelare, dispuse radial, este montat în transmisia unui laminor, acționat de un motor electric de tip ASI 315 M, cu  $P_n = 75 \text{ kW}$ , la  $n = 740 \text{ rot/min}$ . Se cere să se dimensioneze

cuplajul, știind că raportul de transmitere al transmisiei dintre motor și cuplaj este  $i = 2,1$  ( $\tau_{at} = 200 \text{ daN/cm}^2$ ). Lamaele se execută din oțel de arc (51 VCr 11 A, STAS 795-77). Laminorul funcționează trei schimburi, frecvența cuplărilor fiind  $> 160/\text{oră}$ .

**301** În sistemul de acționare al unei macarale este montat un cuplaj elastic cu arcuri elicoidale, de tip *Cardeflex*, mărimea 180 (v. tabelul AI-36). Să se efectueze calculul de verificare și să se traseze caracteristica cuplajului. Se cunosc: puterea motorului electric de acționare, de tip ASI 160 S 38-4,  $P_n = 10 \text{ kW}$ ; turația motorului electric  $n = 1450 \text{ rot/min}$ ; macaraua funcționează 16 ore/zi, având o frecvență de cuplare  $> 160/\text{oră}$ ; arcurile cuplajului au rigiditatea  $k_a = 171 \text{ daN/cm}$ .

**302** Un cuplaj elastic cu bolțuri CEB 5N-C55-OT60-3, STAS 5982-78, realizează legătura dintre un motor electric și transmisia unei mașini de rectificat. Mașina funcționează 7 ore pe zi cu o frecvență de cuplare mai mare de 160 pe oră. Să se stabilească puterea nominală a motorului pentru o turație de 700 rot/min. În ce condiții de exploatare cuplajul ar putea funcționa identic (cu același  $M_{te}$ ).

**303** În transmisia unei mașini textile — acționată de un motor electric cu  $P_n = 4,5 \text{ kW}$  și  $n = 750 \text{ rot/min}$  — este montat un cuplaj *Periflex*. Să se determine grosimea necesară a bandajului în secțiunea periculoasă și pe un diametru egal cu  $0,95 D$ . Să se verifice rezistența bandajului de cauciuc la solicitarea de tracțiune, datorită forței centrifugale. Mașina funcționează 10 ore pe zi, cu o frecvență de cuplare  $> 160/\text{oră}$ .

**304** Șase șuruburi M12 — de la un cuplaj elastic, de tip *Periflex* — sînt strînse uniform cu o cheie dinamometrică, astfel încît în acestea să apară o forță axială  $F_{ot} = 250 \text{ daN}$ . Cunoscînd  $D_1 = 200 \text{ mm}$ ,  $b = 20 \text{ mm}$  și coeficientul de frecare dintre bandaj și semicuple  $\mu = 0,3$ , să se determine puterea motorului la o turație  $n = 750 \text{ rot/min}$ , dacă  $K_s = 3,25$ ; să se calculeze presiunea de strivire a bandajului.

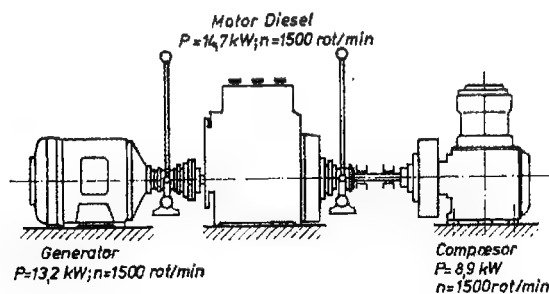


Fig. 195

**305** Un motor diesel cu 3 cilindri — cu o putere  $P_n = 14,7 \text{ kW}$ , la o turație  $n = 1500 \text{ rot/min}$  — antrenează un generator de  $13,2 \text{ kW}$  și un compresor cu 2 cilindri de  $8,9 \text{ kW}$ , conform figurii 195. Să se determine momentele de torsiune de calcul pentru cuplajele intermitente cu fricțiune, care leagă mo-

torul de cele două mașini pe care le antrenează 14 ore pe zi, cu o frecvență de cuplare  $> 160/\text{oră}$ .

**306** Să se determine forța necesară de cuplare — la un cuplaj intermitent cu fricțiune, cu patru suprafețe de frecare ( $D_e = 150$  mm și  $D_i = 100$  mm) — astfel încît cuplajul să transmită un moment capabil, stabilit din condiția rezistenței discurilor la presiunea de strivire. Cuplajul funcționează cu ungere, pe discurile conducătoare fiind aplicat un strat de textolit; discurile conduse sînt executate din oțel.

**307** Pentru pornirea unei prese cu genunchi se folosește un cuplaj multi-disc cu acționare pneumatică (fig. 196). Momentul de accelerare are valoarea  $M_a = 4000$  daN·m, iar momentul de torsiune capabil —  $M_{t\text{ cap}} = 4800$  daN·m. Turația arborelui cuplajului este  $n = 350$  rot/min, iar momentul de inerție redus la arborele cuplajului  $GD^2 = 2480$  daN·m<sup>2</sup>; timpul de accelerare nu trebuie să depășească  $t_a = 0,9$  s. Să se stabilească dacă cuplajul a fost bine ales, știind că momentul nominal de torsiune al motorului electric este  $M_{tn} = 1300$  daN·m. Presa funcționează 16 ore pe zi, numărul cuplărilor pe oră fiind mai mare de 160.

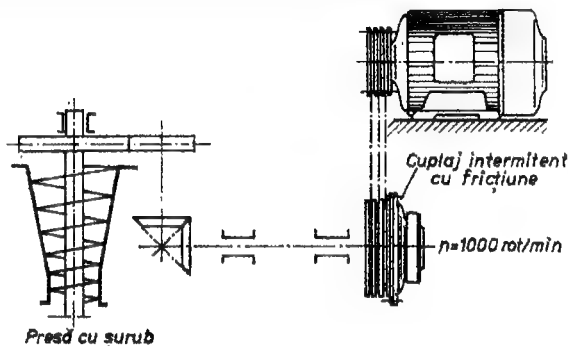


Fig. 196

**308** La un cuplaj conic, cu fricțiune — care funcționează fără ungere — se cunosc:  $D_e = 150$  mm,  $D_i = 135$  mm și  $F_c = 100$  daN. Să se stabilească materialele care trebuie folosite pentru suprafețele de frecare. Ce moment poate transmite cuplajul în aceste condiții? Diametrul capetelor de arbori pe care sînt montate semicuplajele:  $d = 35$  mm.

**309** Un cuplaj *Conax* 62 WN, mărimea 20/25 (v. tabelul AI-50), poate transmite un moment  $M_{tc} = 250$  daN·m. Să se determine dimensiunile principalelor elemente ale cuplajului, considerînd că segmentii de fricțiune sînt executați din pulberi metalice.

**310** Un cuplaj de siguranță — cu știfturi de forfecare — arc dispuse, pe un diametru  $D_0 = 150$  mm, patru știfturi cu  $d_1 = 5$  mm. Știind că materialul din care sînt executate este OL 50 ( $\sigma_r = 7500$  daN/cm<sup>2</sup>), iar coeficientul de siguranță  $K_s = 2,35$ , să se determine momentul nominal la semicuplajul conducător ( $\gamma = 0,85$ ).

**311** Transmisia unei nave este echipată cu un cuplaj limitativ, cu fricțiune, multidisc (fig. 197), care este montat într-o roată dințată. Cunoscîndu-se că transmisia este acționată de un motor diesel cu 12 cilindri, care dezvoltă o putere de  $P_n = 736$  kW, la  $n = 800$  rot/min, se cere să

se dimensioneze cuplajul limitativ. Roata dințată, montată pe arborele de intrare, are diametrul  $D_{a1} = 600$  mm; raportul de transmitere este  $i = 2,1$  ( $\mu = 0,08$ ,  $p_a = 20$  daN/cm<sup>2</sup>).

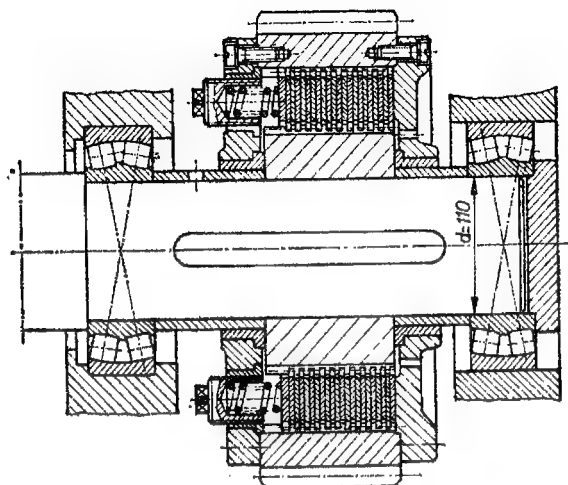


Fig. 197

**312** La un cuplaj de siguranță, cu fricțiune, conic se cunosc :  $D_s = 187$  mm,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $\psi = 0,2$ , materialul semicuplajelor Fc 20. Știind că acest cuplaj funcționează fără ungere ( $\mu = 0,15$ ,  $p_a = 2$  daN/cm<sup>2</sup>), să se calculeze : lungimea suprafeței de contact  $b$ , momentul de torsiune limită  $M_{t \lim}$  pe care îl transmite, forța  $F_{arc}$  la care cuplajul începe să patineze.

**313** Legătura dintre o roată dințată cilindrică și arborele pe care este montată se realizează prin intermediul unui cuplaj de siguranță cu bile și canale trapezoidale (v. fig. 190). Momentul de torsiune limită ce trebuie să-l transmită cuplajul este  $M_{t \lim} = 9000$  daN · cm. Se cunosc :  $D_0 = 200$  mm,  $d_b = 15,875$  mm,  $z = 16$ ,  $h = 2$  mm și  $\alpha = 35^\circ$ . Să se determine : momentul de torsiune nominal din transmisie ( $K_s = 2$ ); forța de precomprimare a arcurilor periferice ( $\mu = 0,08$ ); rigiditatea și săgeata inițială, de montaj, a arcurilor din condiția ca momentul de torsiune limită să fie  $M_{t \lim} = 1,2 M_{tc}$ ; rezistența efectivă la solicitarea de contact a bilelor ( $\sigma_{ak} = 50000$  daN/cm<sup>2</sup>).

**314** Să se dimensioneze și să se aleagă tipo-dimensiunea cuplajului unisens — cu corpuri de blocare — montat între motorul electric de acționare și motorul diesel, la un stand de încercare (fig. 198). Se cunosc : motorul diesel are 4 cilindri și dezvoltă o putere de  $P_n = 44$  kW, la turația  $n = 1200$  rot/min, corpurile de blocare avînd raza de prelucrare a suprafețelor în contact  $r_1 = r_2 = 10$  mm.



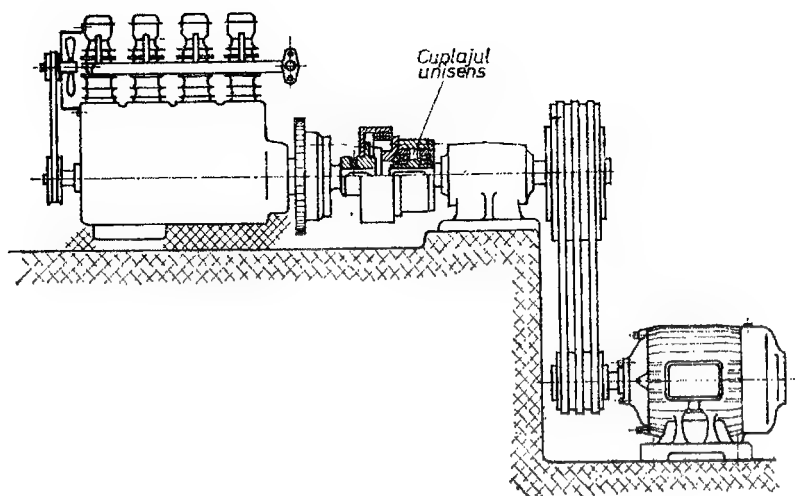


Fig. 198

**315** Un cuplaj unisens, cu role de blocare (fig. 199), este montat în transmisia unui ștrung carusel. Știind că motorul electric de acționare, de tip ASI 132 S 38-4, are o putere de  $P_n = 5,5$  kW, la  $n = 1440$  rot/min, se cere să se dimensioneze cuplajul respectiv. Raportul de transmitere al transmisiei dintre motor și cuplaj este  $i = 3,25$ . Diametrul arborelui pe care se montează cuplajul este  $d = 35$  mm.

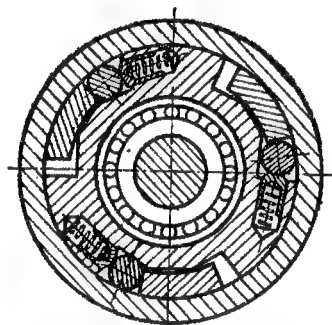


Fig. 199

## TRANSMISII PRIN CURELE

Transmisia prin curele este o transmisie prin fricțiune, la care puterea se transmite — de la un arbore la celălalt — prin intermediul unui element flexibil — cureaua — și al roților de curea, conducătoare și condusă.

## NOTAȚII FOLOSITE

- $A$  — distanța dintre axe;  
 $A_c$  — secțiunea curelei;  
 $b, B$  — lățimea curelei, respectiv a roții de curea;  
 $c (c_f, c_L, c_\beta, c_0, c_t, c_v, c_z)$  — coeficientul de corecție (de funcționare, de lungime, de înfășurare, de construcție, de tensionare, de viteză, al numărului de curele);  
 $D_1 (D_{p1}), D_2 (D_{p2}), D_0 (D_{p0})$  — diametrul (primitiv) al roții motoare (mici), al roții conduse (mari), respectiv al rolei de întindere;  
 $D_m, D_{pm}$  — diametrul mediu, respectiv diametrul primitiv mediu al roților de curea;  
 $F$  — forța periferică transmisă;  
 $f$  — frecvența încovoierilor curelei;  
 $G, G_0$  — greutatea montată la dispozitivul de întindere, respectiv greutatea rolei de întindere;  
 $h$  — grosimea curelei;  
 $i$  — raportul de transmitere;  
 $K_1, K_2$  — coeficienți experimentali;  
 $K_r, K_z, K_t$  — coeficientul de regim, al numărului de dinți în angrenare, respectiv de tensionare, pentru curelele late dințate;  
 $L, L_p$  — lungimea, respectiv lungimea primitivă a curelei;  
 $n_1, n_2$  — turația arborelui motor, respectiv condus;  
 $P$  — puterea necesară la mașina antrenată (puterea efectivă la ieșirea din transmisie);  
 $P_c, P_0$  — puterea de calcul (puterea la intrarea în transmisie), respectiv puterea nominală transmisă de o curea;  
 $P_1$  — puterea nominală transmisă de cureaua lată dințată pe un țol lățime;  
 $S_a$  — forța pe arbore necesară întinderii curelei la montare;

$S_0$  — forța inițială — la montaj — din curele;  
 $S_1, S_2$  — forța din ramura conducătoare, respectiv din ramura condusă;  
 $v$  — viteza curelei;  
 $x$  — numărul de roți ale transmisiei;  
 $z'$  — numărul de dinți în angrenare cu cureaua lată dințată;  
 $z, z_0$  — numărul de curele, respectiv numărul de curele preliminar;  
 $z_1, z_2$  — numărul de dinți ai roților, la transmisiile cu curele late dințate;  
 $\beta, \gamma$  — unghi de înfășurare, respectiv unghiul dintre ramurile curelei;  
 $\xi$  — coeficientul de alunecare elastică;  
 $\varphi_{opt}$  — coeficientul de tracțiune optim;  
 $\mu$  — coeficientul de frecare;  
 $\eta$  — randamentul transmisiei prin curele;  
 $\sigma_0, \sigma_{ua}$  — efortul unitar inițial, respectiv rezistența utilă admisibilă;  
 $X, Y$  — cota de modificare a distanței dintre axe  $A$ , necesară întinderii, respectiv montării curelei.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Relațiile și recomandările necesare pentru calcul parametrilor transmisiilor prin curele late sînt prezentate în tabelul 61. În acest tabel, este prezentată cea mai uzitată — în practica de proiectare — metodă de calcul a curelelor late.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele trapezoidale — conform metodicii indicate în STAS 1163-71 — sînt redată în tabelul 62.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele late dințate, sînt prezentate în tabelul 63 [23].

**316** Compresorul din figura 200 este acționat printr-o curea lată (clasică), din piele. Să se dimensioneze transmisia respectivă folosind datele indicate în figura 200.

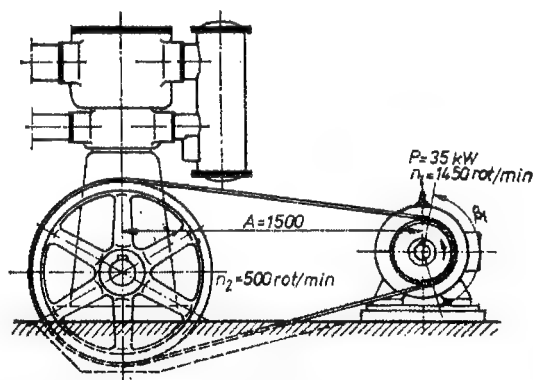


Fig. 200

### Rezolvare :

Se determină diametrul roții motoare :

$$D_1 \geq (900 \dots 1100) \sqrt[3]{\frac{P_c}{n_1}} = (900 \dots 1100) \sqrt[3]{\frac{35}{1450}} = 260 \dots 318 \text{ mm};$$

**Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor  
transmisilor prin curele late\*) [12, 23]**

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul, Recomandări	
	Arbori paraleli, ramuri deschise, două roți de curea	Arbori paraleli cu rolă de întindere
Puterea de calcul, $P_c$	$P_c = P_{cf}/\eta$ ; $\eta = 0,95$ ; $c_f$ din STAS 1163-71	
Diametrul roții motoare, $D_1$	$D_1 \geq (900 \dots 1100) \sqrt[3]{\frac{P_c}{n_1}};$ Se rotunjește la o valoare standardizată, conform STAS 6011-73	
Diametrul roții conduse, $D_2$	$D_2 = \frac{n_1}{n_2} (1 - \xi);$ $\xi = 1 \dots 2 \%$	Diametrul rolei de întindere $D_0 = (1,0 \dots 1,5) D_1$  Se rotunjește la o valoare standardizată, conform STAS 6011-73
Diametrul mediu al roților de curea, $D_m$	$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2}$	
Raportul de transmitere, $i$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \cdot \frac{1}{1 - \xi}$	
Tipul de curea	Se alege în prealabil, conform STAS 5917-71 și STAS 1815-69	
Viteza curelei, $v$	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} < v_{max}, v_{max}, \text{ conform tabelului AI-57}$	
Distanța dintre axe, $A$	Se adoptă în limitele $0,75 (D_1 + D_2) \leq A \leq 2 (D_1 + D_2)$ $A \geq 2 (D_2 - D_1)$	
Lungimea curelei, $L$	$L = 2A + \pi D_m + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A},$ lungimi nestandardizate	Se calculează conform geometriei transmisiei
Unghiul de înfășurare, $\beta_1$	$\beta_a = \pi - 2 \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A} \geq \beta_a;$ $\beta_a = 120^\circ, \text{ curele clasice}$ $\beta_a = 90^\circ, \text{ curele compuse (compound)}$	
*) Se consideră ca date inițiale ale problemei: $P$ ; $n_1$ ; $n_2$ și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenate, numărul de schimburi, regimul dinamic etc.)		

Tabelul 61 (continuare)

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. Recomandări	
	Arbori paraleli, ramuri desechise, două roți de curea	Arbori paraleli cu roată de întindere
Coeficientul de corecție, $c$	$c = c_0 c_t c_\beta c_v$ $c_0$ — din tabelul AI-58, $c_t$ — din tabelul AI-59, $c_\beta$ — din tabelul AI-60, $c_v$ — din tabelul AI-61	
Coeficientul optim de tracțiune $\varphi_{opt}$	$\varphi_{opt} = K_1 - K_2 \left( \frac{h}{D} \right)_{max}$ , $K_1$ și $K_2$ conform tabelului AI-62; $\left( \frac{h}{D} \right)_{max}$ din tabelul AI-57	
Rezistența utilă admisă, $\sigma_{ua}$	$\sigma_{ua} = 2 c \varphi_{opt} \sigma_0$ ; $\sigma_0 \leq 16 \dots 20$ daN/cm <sup>2</sup>	
Forța periferică transmisă, $F$	$F = 10^3 \frac{P_c}{v}$ , daN	
Forța maximă din ramura conducătoare, $S_1$	$S_1 = 1,25 F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1}$ ; $\mu$ — din tabelul AI-57; coeficientul 1,25 ține seama de solicitarea datorată forței centrifuge	
Secțiunea necesară a curelei, $A_c$	$A_c = \frac{S_1}{\sigma_{ua}}$	
Lățimea curelei, $b$	$b = \frac{A_c}{\left( \frac{h}{D} \right)_{max} D_1}$ , se rotunjește la o valoare imediat superioară conform STAS 5917-71 și STAS 1815-69	
Grosimea curelei, $h$	$h = A_c / b$ se verifică conform STAS 5917-71 și STAS 1815-69	
Frecvența încovoierilor curelei, $f$	$f = 2 \cdot 10^3 \frac{v}{L} \leq f_{max}$   $f = x 10^3 \frac{v}{L} \leq f_{max}$ $f_{max}$ din tabelul AI-57	
Forța din ramura condusă, $S_2$	$S_2 = \frac{1,25 F}{e^{\mu\beta_1} - 1}$ , cu valoarea calculată se dimensionează mecanismul de întindere	
Forța inițială (la montaj) din curea, $S_0$	$S_0 = A_c \sigma_0$	

**Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisilor  
prin curele trapezoidale\*) (după STAS 1163-71)**

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul, **) Recomandări
Puterea de calcul $P_c$	$P_c = P/\eta$ ; se recomandă $\eta = 0,95$
Raportul de transmitere $i$	$i = n_1/n_2$ ; se recomandă $i \leq 10$ La transmisiiile multiplicatoare — la care $n_1 < n_2$ se consideră $i = n_2/n_1 > 1$
Profilul (tipul) curelei	Se alege preliminar conform nomogramelor, din STAS 1163-71
Diametrul primitiv al roții mici $D_{p1}$	Se alege constructiv, în funcție de tipul curelei, conform prescripțiilor STAS 1162-67. În cazul în care nu există limitări din punct de vedere constructiv, $D_{p1}$ se alege cât mai mic, conform STAS 1162-67
Diametrul primitiv al roții mari $D_{p2}$	$D_{p2} = i D_{p1}$ , se neglijează alunecarea elastică a curelei
Diametrul primitiv mediu al roților de curea $D_{pm}$	$D_{pm} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$
Diametrul primitiv al rolei de întindere $D_{p0}$	$D_{p0} = (1 \dots 1,5) D_{p1}$
Distanța dintre axe, $A$	Se alege preliminar $0,75 (D_{p1} + D_{p2}) \leq A \leq 2 (D_{p1} + D_{p2})$
Unghiul dintre ramurile curelei, $\gamma^{***})$	$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A}$
Unghiul de înfășurare la roata mică de curea, $\beta_1$	$\beta_1 = 180^\circ - \gamma$
Unghiul de înfășurare la roata mare de curea, $\beta_2$	$\beta_2 = 180^\circ + \gamma$
Lungimea primitivă a curelei, $L_p$	Pentru $\beta_1 \geq 110^\circ$ $L_p = 2A + \pi D_{pm} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A}$ Pentru $\beta_1 < 110^\circ$ $L_p = 2A \sin \frac{\beta_1}{2} + \frac{\pi}{360} (\beta_1 D_{p1} + \beta_2 D_{p2})$ . Lungimea primitivă a curelei se rotunjește la valoarea standardizată cea mai apropiată (STAS 1164-71 și 7192-65)

\*) Se consideră ca date inițiale ale problemei:  $P$ ;  $n_1$ ;  $n_2$  și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenate, numărul de schimburi, regimul dinamic etc.).

\*\*) Pentru arbori paraleli, două roți de curea.

\*\*\*) La transmisii cu mai mult de două roți de curea sau role de întindere, unghiurile  $\gamma$ ,  $\beta_1$  și  $\beta_2$  și lungimea primitivă  $L_p$  se determină din calculele corespunzătoare geometriei transmisiei.

Tabelul 62 (continuare)

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. Recomandări
Distanța dintre axe, $A$	Se calculează definitiv $A = 0,25 [(L_p - \pi D_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi D_{pm})^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2}]$ , relație valabilă pentru $\beta_1 \geq 110^\circ$ Pentru $\beta_1 < 110^\circ$ , distanța dintre axe se determină din calcule, corepunzătoare geometriei transmisiei.
Viteza periferică a curelei, $v$	$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} \leq v_{max}, v_{max}$ din tabelul AI-57
Coefficientul de funcționare, $c_f$	Conform tabelului 3, din STAS 1163-71 (vezi tabelul AI-63)
Coefficientul de lungime, $c_L$	Conform tabelului 4, din STAS 1163-71
Coefficientul de înfășurare, $c_\beta$	Conform tabelului 5, din STAS 1163-71 (vezi tabelul AI-60)
Puterea nominală transmisă de o curea, $P_0$	Pentru curelele trapezoidale clasice, conform tabelelor 7... ...13, din STAS 1163-71 Pentru curelele trapezoidale înguste, conform tabelelor 14...18, din STAS 1163-71
Numărul de curele preliminar, $z_0$	$z_0 = \frac{c_f P_c}{c_L c_\beta P_0}$
Numărul definitiv de curele, $z$	$z = \frac{z_0}{c_z}$ ; $c_z$ din tabelul 6, STAS 1163-71 Se recomandă $z \leq 8$ , în cazuri excepționale se admite $z \leq 12$
Numărul de roți din transmisie, $x$	Rezultă constructiv (inclusiv roata de întindere)
Frecvența încovoierilor curelei, $f$	$f = 10^3 \times \frac{v}{L_p} \leq f_{max}$ ; $f_{max}$ conform tabelului AI-57
Forța periferică transmisă, $F$	$F = 10^3 \frac{P_c}{v}$ , daN
Forța — pe arbore — necesară întinderii curelei, la montare, $S_a$	$S_a = (1,5 \dots 2)F$
Limitele de reglaj ale distanței dintre axe	între $+4\%L_p$ și $-2\%L_p$

**Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor  
transmisilor prin curele late dințate \*) [23]**

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul**). Recomandări
Coefficientul de regim $K_r$ ***)	Conform tabelelor AI-64... AI-66
Puterea de calcul $P_c$ ****)	$P_c = K_r P$ , în CP; 1kW = 1,36 CP
Tipul de curea și profilul dintelui	Conform nomogramei din fig. AI-19 și tabelul AI-67
Diametrul primitiv $D_{p1}$ și numărul de dinți $z_1$	Conform tabelului AI-68; $D_{pmin} \approx 16$ mm
Numărul de dinți la roata mare $z_2$	$z_2 = iz_1$ Se rotunjește $z_2$ la un număr întreg
Diametrul primitiv al roții mari $D_{p2}$	$D_{p2} = \frac{z_2}{z_1} D_{p1}$
Viteza curelei, $v$ .	$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} \text{ [m/s]}$ $v_{max} \leq 80 \text{ m/s}$ $n_{max} \leq 10\,000 \text{ rot/min}$
Distanța preliminară dintre axe, $A_p$	Se adoptă după necesitățile practice sau în limitele : $0,75 (D_{p1} + D_{p2}) \leq A_p \leq 2 (D_{p1} + D_{p2})$ . Pentru $A_p \geq 8D_{p1}$ , se vor prevedea ambele roți cu reborduri
Lungimea primitivă a curelei, $L_p$	$L_p \approx 2A_p + \frac{\pi}{2} (D_{p1} + D_{p2}) + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A_p}$ , și se rotunjește la un număr întreg de pași.
Distanța efectivă dintre axe, $A$	$A = 0,25 [(L_p - \pi D_m) + \sqrt{(L_p - \pi D_m)^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2}]$ unde : $D_m = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$
Puterea nominală transmisă de curea pe 1 țol lățime, $P_1$	Conform tabelelor AI-69... AI-73
Unghiul de înfășurare la roata mică, $\beta_1$	$\beta_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A}$
Numărul de dinți în angrenare, $z'$	$z' = \frac{\beta_1 z_1}{360^\circ}$
Coefficientul numărului de dinți în angrenare, $K_z$	Conform tabelului AI-74
Lățimea aproximativă a curelei, $b'$	$b' = \frac{25,4 P_c}{K_z P_1} \text{ [mm]}$
Coefficientul de tensionare, $K_t$	Conform tabelului AI-75
Lățimea curelei, $b$	$b = \frac{1}{2} K_t b'$ [mm]. Se rotunjește la o valoare superioară.

\*) Se consideră ca date inițiale ale problemei :  $P$ ;  $n_1$ ;  $n_2$  și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenate, numărul de schimburi, regimul dinamic etc.).

\*\*) Pentru arbori paraleli, două roți de curea.

\*\*\* ) În cazul în care transmisia este amplificatoare ( $i < 1$ ), la valoarea coeficientului  $K_r$ , din tabelul AI-64 se adună valorile indicate în tabelul AI-66. Pentru funcționare fără întrerupere sau a folosirii unei role de întindere se adună 0,2 la valoarea lui  $K_r$ . Pentru funcționare cu întreruperi frecvente sau numai ocazional se scade 0,2 din valoarea lui  $K_r$ .

\*\*\*\*) Ținând seama că fabricile producătoare de curele late dințate utilizează în exclusivitate unitățile inch, și cai putere se admit și aici aceste unități.



se adoptă, conform STAS 6011-73, diametrul  $D_1 = 315$  mm, determinându-se diametrul roții conduse :

$$D_2 = \frac{n_1}{n_2} D_1 (1 - \xi) = \frac{1450}{500} \cdot 315 \cdot 0,98 = 895 \text{ mm},$$

unde :  $\xi = 2\% = 0,02$ , din tabelul 61. Conform STAS 6011-73 se adoptă  $D_2 = 900$  mm.

Diametrul mediu al roților de curea

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{315 + 900}{2} = 607,5 \text{ mm}.$$

Viteza curelei

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 315 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} = 24 \text{ m/s} < v_{max} = 40 \text{ m/s},$$

$v_{max} = 40$  m/s, din tabelul AI-57.

Lungimea necesară a curelei se determină cu relația :

$$L = 2A + \pi D_m + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 1500 + 3,14 \cdot 607,5 + \\ + \frac{(900 - 315)^2}{4 \cdot 1500} = 4965 \text{ mm}.$$

Unghiul de înfășurare la roata mică :

$$\beta_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A} = 180^\circ - 2 \arcsin \frac{900 - 315}{2 \cdot 1500} = 157^\circ 30' > \beta_a,$$

unde :  $\beta_a = 120^\circ$ , din tabelul 61.

Coefficientul de corecție este :

$$c = c_0 c_i c_\beta c_v = 1 \cdot 0,8 \cdot 0,9175 \cdot 0,81 = 0,594,$$

în care :  $c_0 = 1$  (tabelul AI-58);  $c_i = 0,8$  (tabelul AI-59);  $c_\beta = 0,9175$  (tabelul AI-60);  $c_v = 0,81$  (tabelul AI-61).

Coefficientul de tracțiune optim

$$\varphi_{opt} = K_1 - K_2 \left( \frac{h}{D} \right)_{max} = 0,81 - 8,35 \frac{1}{25} = 0,476,$$

unde :  $K_1 = 0,81$  și  $K_2 = 8,35$  (v. tabelul AI-62);  $\left(\frac{h}{D}\right)_{max} = \frac{1}{25}$  (v. tabelul AI-57).

Se calculează rezistența utilă admisă :

$$\sigma_{ua} = 2c\varphi_{opt}\sigma_0 = 2 \cdot 0,594 \cdot 0,476 \cdot 18 = 10,2 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :  $\sigma_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 61).

Forța periferică transmisă

$$F = 10^2 \frac{P_c}{v} = 10^2 \frac{35}{24} = 145,5 \text{ daN},$$

forța maximă din ramura conducătoare fiind :

$$S_1 = 1,25F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} = 1,25 \cdot 145,5 \frac{3,95}{2,95} = 243 \text{ daN},$$

unde :  $\mu = 0,22 + 0,012v = 0,22 + 0,012 \cdot 24 = 0,5$  (v. tabelul AI-57);

$$\beta_1 = \frac{157,5}{180} \cdot 3,14 = 2,75 \text{ rad}; e^{\mu\beta_1} = e^{0,5 \cdot 2,75} = e^{1,375} = 3,95.$$

Se determină secțiunea necesară a curelei :

$$A_c = \frac{S_1}{\sigma_{ua}} = \frac{243}{10,2} = 24,08 \text{ cm}^2,$$

obținându-se dimensiunile secțiunii :

$$b = \frac{A_c}{\left(\frac{h}{D}\right)_{max} D_1} = \frac{24,08}{\frac{1}{25} \cdot 31,5} = 18,9 \text{ cm} = 189 \text{ mm};$$

se alege conform STAS 615-58 și STAS 5917-71,  $b = 200 \text{ mm}$ . În acest caz

$$= \frac{A_c}{b} = \frac{24,08}{20} = 1,204 \text{ cm} = 12,04 \text{ mm},$$

dimensiunea obținută încadrându-se în limitele indicate (10...14 mm) în STAS 5917-71.

Se verifică frecvența încovoierilor curelei

$$f = 2 \cdot 10^3 \frac{v}{L} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 24}{4965} = 9,6 \text{ Hz} < f_{max} = 10 \text{ Hz},$$

$f_{max} = 10 \text{ Hz}$  (v. tabelul AI-57).

Forța care acționează asupra arborilor, la montaj :

$$S_a = 2A_e \sigma_0 \cos \gamma = 2 \cdot 24,08 \cdot 18 \cdot 0,924 = 800 \text{ daN},$$

unde :

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A} = 2 \arcsin \frac{900 - 315}{2 \cdot 1500} = 22^\circ 30'.$$

**317** Motorul din figura 201 acționează un generator electric prin intermediul unei curele late, flexibile, din piele. Cunoscându-se elementele indicate în figură, să se dimensioneze transmisia respectivă.

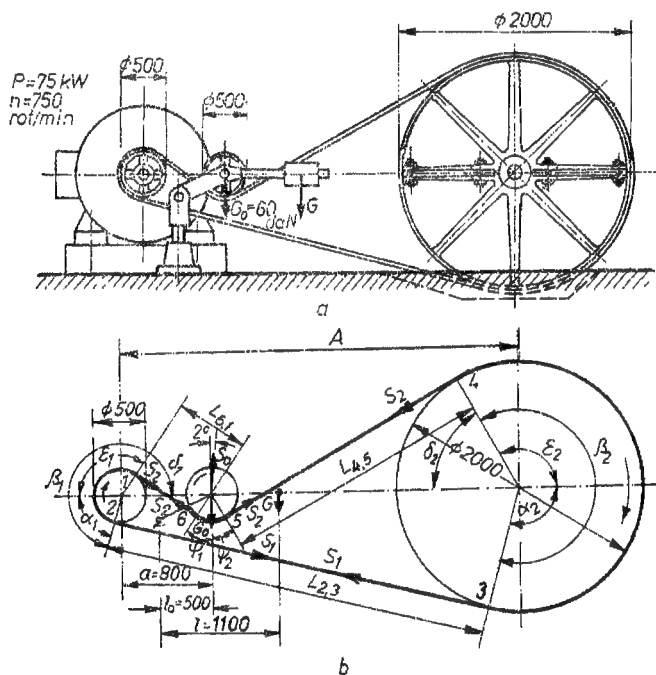


Fig. 201

**Rezolvare :**

Distanța dintre axe

$$A \geq 2(D_2 - D_1) = 2(2000 - 500) = 3000 \text{ mm}.$$

Se determină unghiurile (fig. 201, b), după cum urmează :

$$\cos \alpha_1 = \frac{D_2 - D_1}{2A} = \frac{2000 - 500}{2 \cdot 3000} = 0,25; \alpha_1 = 75^\circ 30';$$

$$\alpha_2 = \pi - \alpha_1 = 180^\circ - 75^\circ 30'; \alpha_2 = 104^\circ 30';$$

$$\cos \delta_1 = \frac{D_1 + D_0}{2a} = \frac{500 + 500}{2 \cdot 800} = 0,625; \delta_1 = 51^\circ 20';$$

$$\cos \delta_2 = \frac{D_2 + D_0}{2(A - a)} = \frac{2000 + 500}{2(3000 - 800)} = 0,568; \delta_2 = 55^\circ 25';$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{2} - \delta_1 = 90^\circ - 51^\circ 20'; \psi_1 = 38^\circ 40';$$

$$\psi_2 = \frac{\pi}{2} - \delta_2 = 90^\circ - 55^\circ 25'; \psi_2 = 34^\circ 35';$$

$$\varepsilon_1 = \pi - \delta_1 = 180^\circ - 51^\circ 20'; \varepsilon_1 = 128^\circ 40'; \varepsilon_2 = \pi - \delta_2 = 180^\circ - 55^\circ 25'; \varepsilon_2 = 124^\circ 35';$$

$$\beta_1 = \alpha_1 + \varepsilon_1 = 75^\circ 30' + 128^\circ 40'; \beta_1 = 204^\circ > \beta_a = 120^\circ \text{ (v. tabelul 61);}$$

$$\beta_2 = \alpha_2 + \varepsilon_2 = 104^\circ 30' + 124^\circ 35'; \beta_2 = 229^\circ.$$

Viteza curelei :

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 500 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 19,65 \text{ m/s} < v_{max} = 40 \text{ m/s},$$

$v_{max} = 40 \text{ m/s}$ , din tabelul AI-57.

Coeficientul de corecție

$$c = c_0 c_t c_\beta = 1 \cdot 1,25 \cdot 1,12 = 1,4,$$

unde :  $c_0 = 1$  (v. tabelul AI-58);  $c_t = 1,25$  (v. tabelul AI-59);  $c_\beta = 1,12$  (v. tabelul AI-60).

Rezistența utilă admisă :

$$\sigma_{ua} = 2c\varphi_{opt}\sigma_0 = 2 \cdot 1,4 \cdot 0,53 \cdot 20 = 29,7 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :  $\varphi_{opt} = K_1 - K_2 \left( \frac{h}{D} \right)_{max} = 0,9 - 9,27 \frac{1}{25} = 0,53$ ;  $K_1 = 0,9$  și  $K_2 =$

$= 9,27$  (v. tabelul AI-62);  $\left( \frac{h}{D} \right)_{max} = \frac{1}{25}$  (v. tabelul AI-57);  $\sigma_0 = 20 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 61).

Forța periferică transmisă se calculează cu relația :

$$F = 10^2 \frac{P_o}{v} = 100 \frac{75}{19,65} = 382 \text{ daN},$$

iar forța din ramura conducătoare :

$$S_1 = 1,25 F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} = \frac{1,25 \cdot 382 \cdot 5,08}{5,08 - 1} = 595 \text{ daN},$$

unde :  $\mu = 0,22 + 0,012v = 0,22 + 0,012 \cdot 19,65 = 0,456$  (v. tabelul AI-57);  
 $e^{\mu\beta_1} = e^{0,456 \cdot 3,56} = 5,08$ .

Se determină secțiunea necesară a curelei

$$A_c = \frac{S_1}{\sigma_{ua}} = \frac{595}{29,7} = 20 \text{ cm}^2,$$

stabilindu-se, apoi, dimensiunile secțiunii

$$b = \frac{A_c}{\left(\frac{h}{D}\right)_{max} D_1} = \frac{20}{\frac{1}{25} \cdot 50} = 10 \text{ cm} = 100 \text{ mm};$$

se majorează această valoare pentru a putea încadra secțiunea în dimensiunile normalizate (v. STAS 5917-71), adoptându-se  $b = 140 \text{ mm}$ :

$$h = \frac{A_c}{b} = \frac{20}{14} = 1,42 \text{ cm} = 14,2 \text{ mm}.$$

Lungimea curelei este suma distanțelor (pe fibra medie) dintre punctele 1...6...1 [pe traseul curelei. Considerînd  $h' = \frac{h}{2} = \frac{14,2}{2} \approx 7 \text{ mm}$ , distanțele dintre punctele respective sînt :

$$L_{1-2} = \beta_1 \left( \frac{D_1}{2} + h' \right) = 3,56 \left( \frac{500}{2} + 7 \right) = 914 \text{ mm};$$

$$L_{2-3} = A \sin \alpha_1 = 3000 \cdot 0,968 \approx 2900 \text{ mm};$$

$$L_{3-4} = \beta_2 \left( \frac{D_2}{2} + h' \right) = 4 \left( \frac{2000}{2} + 7 \right) = 4028 \text{ mm};$$

$$L_{4-5} = \text{tg } \delta_2 \left( \frac{D_2}{2} + \frac{D_0}{2} + h \right) = 1,46 \left( \frac{2000}{2} + \frac{500}{2} + 14 \right) = 1845 \text{ mm};$$

$$L_{5-6} = (\psi_1 + \psi_2) \left( \frac{D_0}{2} + h' \right) = 1,28 \left( \frac{500}{2} + 7 \right) = 328 \text{ mm};$$

$$L_{6-1} = \text{tg } \delta_1 \left( \frac{D_1}{2} + \frac{D_0}{2} + h \right) = 1,25 \left( \frac{500}{2} + \frac{500}{2} + 14 \right) = 642 \text{ mm};$$

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-5} + L_{5-6} + L_{6-1} = 914 + 2900 + 4028 + 1845 + 328 + 642 \approx 10657 \text{ mm}.$$

Se verifică frecvența încovoierilor curelei :

$$f = 10^3 \times \frac{v}{L} = 10^3 \cdot 3 \frac{19,65}{10657} = 5,5 \text{ Hz} < f_{\max} = 10 \text{ Hz}$$

$f_{\max} = 10 \text{ Hz}$  (v. tabelul AI-57).

Forța în ramura condusă :

$$S_2 = \frac{1,25 F}{e^{\mu \beta_1} - 1} = \frac{1,25 \cdot 382}{5,08 - 1} = 117 \text{ daN}.$$

Din condiția de echilibru a mecanismului de întindere se obține :

$$G = l_0 \frac{2 \cos \alpha S_2 \cos 2^\circ - G_0}{L} = 500 \frac{2 \cdot 0,596 \cdot 117 \cdot 0,999 - 60}{1100} = 36 \text{ daN},$$

unde :

$$\alpha = 90^\circ - \frac{\psi_1 - \psi_2}{2} = 90^\circ - \frac{38^\circ 40' + 34^\circ 35'}{2} = 53^\circ 25'.$$

**318** Pentru acționarea unui transportor cu bandă (fig. 202) — folosit pentru transportarea produselor la o fabrică de confecții — se întrebuintează un motor de curent continuu, cuplat cu un reductor melcat,

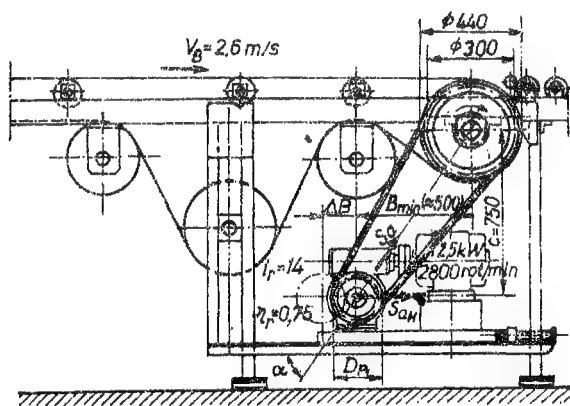


Fig. 202

cu raportul de transmitere  $i_r = 14$  și randamentul  $\eta_r = 0,75$ . Știind că transportorul funcționează în trei schimburi, să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale care acționează roata conducătoare a benzii, folosind datele constructive din figura 202. Să se stabilească forța cu care trebuie deplasat — pe orizontală — arborele roții de curea, pentru a realiza întinde-

rea necesară a curelei — la montaj — precum și cursa care trebuie asigurată sistemului de întindere a curelei.

**Rezolvare :**

Turația roții mici de curea

$$n_1 = \frac{n}{i_r} = \frac{2800}{14} = 200 \text{ rot/min},$$

iar turația roții mari de curea

$$n_2 = \frac{60 v_B}{D_e \pi} = \frac{60 \cdot 260}{44 \cdot 3,14} = 113 \text{ rot/min.}$$

Raportul de transmitere al transmisiei prin curele

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{200}{113} = 1,77,$$

obținându-se diametrul primitiv al roții mici de curea

$$D_{p1} = \frac{D_{p2}}{i} = \frac{300}{1,77} = 170 \text{ mm.}$$

Conform nomogramelor din STAS 1163-71 se alege profilul curelei : SPA.

Diametrul primitiv mediu al roților de curea va fi :

$$D_{pm} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{170 + 300}{2} = 235 \text{ mm.}$$

Distanța dintre axe, preliminară, rezultă din datele constructive (v. fig. 202) :

$$A = \sqrt{B_{min}^2 + C^2} = \sqrt{500^2 + 750^2} \approx 900 \text{ mm.}$$

Se calculează lungimea primitivă a curelei :

$$L_p = 2A + \pi D_{pm} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A} = 2 \cdot 900 + 3,14 \cdot 235 + \frac{(300 - 170)^2}{4 \cdot 900} = 2543 \text{ mm,}$$

alegându-se o lungime primitivă  $L_p = 2500 \text{ mm}$ , conform STAS 7192-65.

Se efectuează calculul de definitivare a distanței dintre axe :

$$\begin{aligned} A &= 0,25 [(L_p - \pi D_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi D_{pm})^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2}] = \\ &= 0,25 [(2500 - 3,14 \cdot 235) + \sqrt{(2500 - 3,14 \cdot 235)^2 - 2(300 - 170)^2}] = \\ &= 878 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Unghiul de înfășurare la roata mică de curea

$$\beta_1 = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 8^\circ 30' = 171^\circ 30' > \beta_a = 110^\circ,$$

$$\text{unde : } \gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} = 2 \arcsin \frac{300 - 170}{2 \cdot 878} = 8^\circ 30'; \beta_a = 110^\circ$$

v. tabelul 62).

Viteza periferică a curelei se determină cu relația

$$v = v_B \frac{D_{p2}}{D_e} = 2,6 \cdot \frac{300}{440} = 1,78 \text{ m/s} < v_{max} = 40 \text{ m/s, (v. STAS 1163-71).}$$

Numărul de curele, preliminar, este

$$z_0 = \frac{c_f P_e \eta_r}{c_L c_\beta P_0} = \frac{1,6 \cdot 2,5 \cdot 0,75}{1 \cdot 0,983 \cdot 1,277} = 2,38,$$

unde :  $c_f = 1,6$ ;  $c_L = 1$ ,  $c_\beta = 0,983$ ;  $P_0 = 1,277 \text{ kW}$  (v. STAS 1163-71), iar numărul definitiv de curele

$$z = \frac{z_0}{c_z} = \frac{2,38}{0,95} = 2,505,$$

unde :  $c_z = 0,95$  (v. STAS 1163-71); se adoptă  $z = 3$  curele.

Frecvența încovoierilor curelei

$$f = 10^3 x \frac{v}{L_p} = \frac{1000 \cdot 2 \cdot 1,78}{2500} = 1,425 \text{ Hz} < f_{max} = 40 \text{ Hz (v. STAS 1163-71).}$$

Forța periferică transmisă rezultă din relația

$$F = 10^2 \frac{P_e \eta_r}{v} = \frac{100 \cdot 2,5 \cdot 0,75}{1,78} = 107 \text{ daN,}$$

iar forța pe arbore, necesară întinderii curelei, la montaj

$$S_a = (1,5 \dots 2) F = (1,5 \dots 2) 107 = (160 \dots 214) \text{ daN.}$$

Componenta orizontală a acestei forțe,  $S_{aH}$  (v. fig. 202) se determină cu relația

$$S_{aH} = S_a \cos \alpha \approx 200 \cdot \frac{500}{878} \approx 114 \text{ daN,}$$

unde :  $S_a = 200 \text{ daN.}$

Limitele de reglaj ale distanței dintre axe fiind (v. tabelul 62):  $+4\% L_p = +100 \text{ mm}$  și  $-2\% L_p = -50 \text{ mm}$ , se determină variația poziției grupului de antrenare :

$$B = \sqrt{A^2 - C^2} = \sqrt{878^2 - 750^2} = 456 \text{ mm}; B_{min} = \sqrt{828^2 - 750^2} = 350 \text{ mm};$$

$$B_{max} = \sqrt{978^2 - 750^2} = 627 \text{ mm}; \quad \Delta B = B_{max} - B_{min} = 627 - 350 = 277 \text{ mm.}$$



**319** Să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale cu care se acționează turbina unui motor cu ardere internă, cunoscându-se elementele indicate în figura 203. Transmisia funcționează 15 ore din 24 ore.

### Rezolvare :

Pentru acționarea turbinei care absoarbe 4,5 kW este necesară o putere

$$P_e = \frac{P}{\eta} = \frac{4,5}{0,95} = 4,75 \text{ kW},$$

$\eta$  fiind randamentul transmisiei prin curele, ales preliminar ( $\eta = 0,95$ ).

Raportul de transmitere

$$i = \frac{D_{p1}}{D_{p2}} = \frac{310}{125} = 2,48.$$

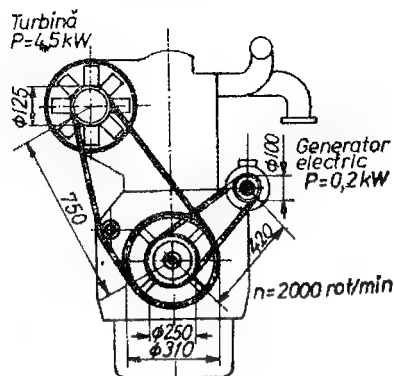


Fig. 203

Diametrul primitiv mediu al roților de curea

$$D_{pm} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2} = \frac{310 + 125}{2} = \frac{435}{2} = 217,5 \text{ mm}.$$

Unghiul de înfășurare la roata mică de curea

$\beta = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 14^\circ 10' = 165^\circ 50' > 110^\circ$  (v. tabelul 62),  
unde :

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p1} - D_{p2}}{2A} = 2 \arcsin \frac{310 - 125}{2 \cdot 750} = 14^\circ 10'.$$

Lungimea primitivă a curelei

$$L_p = 2A + \pi D_{pm} + \frac{(D_{p1} - D_{p2})^2}{4A} = 2 \cdot 750 + 3,14 \cdot 217,5 + \frac{(310 - 125)^2}{4 \cdot 750} = 2194 \text{ mm};$$

se alege o curea cu profil SPZ și  $L_p = 2500 \text{ mm}$  (v. STAS 7192-65).

Viteza periferică a curelei

$$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 310 \cdot 2000}{60 \cdot 1000} = 32,4 \text{ m/s} < v_{max},$$

$v_{max} = 40 \text{ m/s}$  (v. STAS 1163-71).

Numărul de curele, preliminar

$$z_0 = \frac{c_f P_c}{c_L c_\beta P_0} = \frac{1,1 \cdot 4,75}{1,07 \cdot 0,96 \cdot 7,1} = 0,71,$$

unde :  $c_f = 1,1$  ;  $c_L = 1,07$  ;  $c_\beta = 0,965$  ;  $P_0 = 7,1$  kW (v. STAS 1163-71).

Numărul definitiv de curele

$$z = \frac{z_0}{c_z} = \frac{0,71}{1} = 0,71,$$

unde :  $c_z = 1$  (v. STAS 1163-71) ; se adoptă  $z = 1$  curea.

Frecvența încovoierilor curelei :

$$f = 10^3 x \frac{v}{L_p} = \frac{1000 \cdot 3 \cdot 32,4}{2500} = 38,9 \text{ Hz} < f_{max} = 40 \text{ Hz},$$

$f_{max} = 40$  Hz (v. STAS 1163-71).

Forța periferică transmisă este :

$$F = 10^2 \frac{P_c}{v} = \frac{100 \cdot 4,75}{32,4} = 14,6 \text{ daN},$$

iar forța necesară pentru întinderea curelei, la montaj

$$S_a = (1,5 \dots 2) F = (1,5 \dots 2) 14,6 = 22 \dots 29 \text{ daN}.$$

**320** Să se calculeze transmisia prin curele late dințate dintre un motor electric monofazat — cu moment mare de demarare — și un transportor elicoidal care funcționează fără întrerupere, dacă puterea de transmis este  $P = 9$  CP  $\approx 12,2$  kW,  $n_1 = 1750$  rot/min,  $n_2 = 875$  rot/min, iar  $A \approx 300$  mm.

### Rezolvare :

Se determină coeficientul de regim  $K_r$  (v. tabelele 63 și AI-64... AI-66) :

$$K_r = 2,0 + 0 + 0,2 = 2,2 ;$$

se adaugă 0,2 întrucît transmisia funcționează fără întrerupere (v. tabelul 63).

Puterea de calcul

$$P_c = K_r P = 2,2 \cdot 9 = 19,8 \text{ CP}.$$

Din nomograma din fig. AI-19 rezultă tipul de curea : curea lată dințată cu pasul de  $1/2''$ . Diametrul primitiv  $D_{p1}$  și numărul de dinți  $z_1$  (v. tabelul AI-68) se adoptă :

$$D_{p1} = 72,771 \text{ mm} ; z_1 = 18.$$

Numărul de dinți ai roții mari

$$z_2 = \frac{n_1}{n_2} z_1 = \frac{1750}{875} 18 = 36.$$

Diametrul primitiv al roții mari

$$D_{p2} = \frac{z_2}{z_1} D_{p1} = \frac{36}{18} \cdot 72,771 = 145,542 \text{ mm.}$$

Se calculează viteza curelei

$$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 72,771 \cdot 1750}{60 \cdot 1000} = 6,67 \text{ m/s} < v_{max} = 80 \text{ m/s.}$$

Se determină lungimea primitivă a curelei, considerînd  $A_p = 300 \text{ mm}$  :

$$\begin{aligned} L_p &= 2A_p + \frac{\pi}{2} (D_{p1} + D_{p2}) + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A_p} = 2 \cdot 300 + \\ &+ \frac{3,14}{2} (72,771 + 145,542) + \frac{(145,542 - 72,771)^2}{4 \cdot 300} = 947,16 \text{ mm,} \end{aligned}$$

$L_p \approx 74,57$  pași. Se rotunjește la 75 pași și se obține

$$L_p = 75 \cdot 12,7 = 952,50 \text{ mm.}$$

Distanța efectivă dintre axe

$$\begin{aligned} A &= 0,25 [(L_p - \pi D_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi D_{pm})^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2}] = 0,25 [(952,5 - \\ &- 3,14 \cdot 109,15) + \sqrt{(952,5 - 3,14 \cdot 109,15)^2 - 2(145,542 - 72,771)^2}] = \\ &= 302,69 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Prin urmare,  $A = 302,69 \text{ mm.}$

Puterea nominală transmisă de cureaua pe 1 țol lățime (v. tabelul AI-71) :

$$P_1 = 5,51 \text{ CP.}$$

Unghiul de înfășurare la roata mică este

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \pi - 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} = 180^\circ - 2 \arcsin \frac{145,542 - 72,771}{2 \cdot 302,69} = \\ &= 166^\circ 10', \end{aligned}$$

obținându-se numărul de dinți în angrenare

$$z' = \frac{z_1 z_2}{360^\circ} = \frac{166^\circ 10' \cdot 18}{360} = 8,30.$$

Lățimea aproximativă a curelei

$$b' = \frac{25,4 P_c}{K_z P_1} = \frac{25,4 \cdot 19,8}{1,00 \cdot 5,51} \approx 91 \text{ mm},$$

unde :  $K_z = 1,00$  (v. tabelul AI-74).

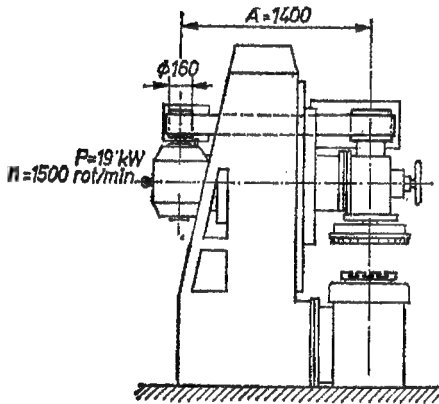


Fig. 204

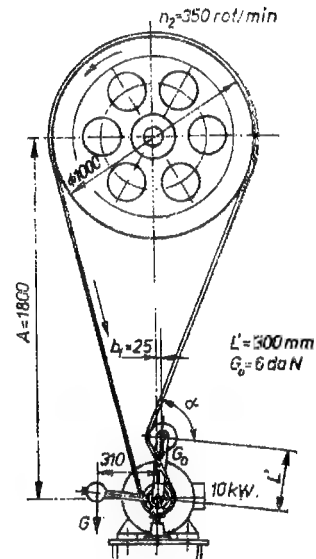


Fig. 205

Lățimea curelei se calculează cu relația

$$b = K_t b' = 1,0 \cdot 91 = 91 \text{ mm},$$

în care :  $K_t = 1,0$  (v. tabelul AI-75).

**321** La transmisia prin curea lată, de la o mașină de rectificat, se cunosc, în afara elementelor indicate în figura 204 : diametrul mediu al roților de curea  $D_m = 237,5$  mm, raportul de transmitere  $i = 2$ , coeficientul de corecție  $c = 0,764$ , lungimea necesară a curelei  $L = 3550$  mm. Să se determine secțiunea necesară ( $b \times h$ ) a curelei, forța necesară pentru întinderea curelei, la montaj,  $S_a$  și să se verifice frecvența încovoierilor curelei. Se consideră  $\sigma_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$ .

**322** La transmisia prin curea lată, din figura 205, se cunosc următoarele date :  $P_c = 10 \text{ kW}$ ,  $i = 8$ ,  $D_2 = 1000 \text{ mm}$ ,  $n_2 = 350 \text{ rot/min}$ ,  $A = 1800 \text{ mm}$ ,  $L = 5300 \text{ mm}$ , precum și dimensiunile referitoare la sistemul de întindere. Să se dimensioneze cureaua necesară — din cauciuc, cu inserție de bumbac — și să se determine mărimea contragreutății necesare.

**323** O transmisie prin curele trapezoidale antrenează un compresor cu piston (fig. 206) de la un electromotor de curent continuu. Să se determine puterea transmisă cu patru curele tip A sau cu două curele tip SPZ, cunoscînd :  $D_{p1} = 90 \text{ mm}$ ,  $D_{p2} = 360 \text{ mm}$ ;  $L_p = 2500 \text{ mm}$ ;  $n_1 = 2800 \text{ rot/min}$ ; instalația funcționează două schimburi.

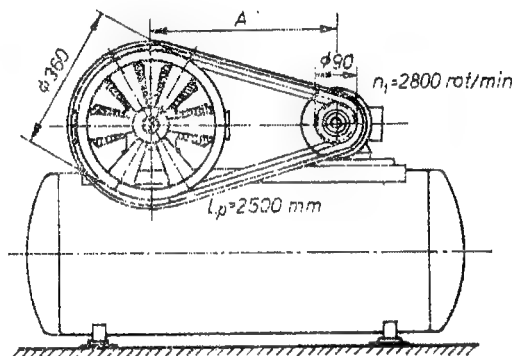


Fig. 206

**324** Care va fi numărul necesar de curele, la o transmisie prin curele trapezoidale, tip A, la care se cunosc :  $D_{p1} = 90 \text{ mm}$ ;  $i = 1,5$ ;  $A_{preliminar} = 500 \text{ mm}$ ;  $P_c = 3 \text{ kW}$ ;  $n_1 = 2500 \text{ rot/min}$ . Transmisia funcționează în trei schimburi, antrenînd un concasor de la un electromotor asincron, cu moment normal de pornire.

**325** Cite curele trapezoidale înguste, de tip SPA, pot înlocui o transmisie prin curele trapezoidale clasice, de tip B, la care se cunosc :  $z = 4$ ;  $n_1 = 2800 \text{ rot/min}$ ;  $D_{p1} = 125 \text{ mm}$ ;  $D_{p2} = 150 \text{ mm}$ ;  $L_p = 1400 \text{ mm}$ ? Condițiile de funcționare sînt identice.

**326** Să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale care antrenează generatorul electric al unui motor cu ardere internă, cunoscîndu-se elementele indicate în figura 203. Transmisia funcționează 2 schimburi, zilnic.

**327** Compresorul din figura 200 este acționat de un motor electric trifazat prin intermediul unei transmisii cu curea lată dințată. Să se dimensioneze transmisia respectivă — folosind datele indicate — pentru o funcționare continuă în trei schimburi.

**328** Să se verifice dacă o transmisie cu curea lată dințată dintre un motor electric sincron cu moment de torsiune mare și un strung paralel — care funcționează cu întreruperi frecvente — poate să transmită

o putere  $P = 16$  CP, cunoscând:  $z_1 = 24$ ,  $z_2 = 72$ ,  $n_1 = 1000$  rot/min,  $p = 7/8'' = 22,225$  mm,  $A \approx 500$  mm,  $b = 102$  mm.

**329** Să se verifice dacă transmisia prin curele trapezoidale – tip SPZ – cu  $z=2$ ,  $P_e = 1,5$  kW,  $n_1 = 1200$  rot/min,  $D_{p1} = 75$  mm,  $D_{p2} = 140$  mm,  $L_p = 800$  mm, poate antrena – de la un electromotor de curent continuu – un transportor cu lanț, care funcționează în două schimburi.

## ROȚI CU FRICȚIUNE. VARIATOARE

Roțile cu fricțiune și variatoarele sînt mecanisme care transmit mișcarea de rotație prin intermediul forțelor de frecare care apar pe suprafețele corpurilor de rostogolire.

În funcție de raportul de transmitere realizat, transmisiile prin fricțiune pot fi cu *raport constant* (roți cu fricțiune), sau cu *raport variabil continuu* (variatoare de turație).

## NOTAȚII FOLOSITE

Pentru roțile cu fricțiune :

- $A$  — distanța dintre axele roților cu fricțiune;
- $B$  — lungimea liniei de contact (lățimea roților, în cazul roților cilindrice);
- $c$  — coeficientul de siguranță la alunecare;
- $D_1, D_2$  — diametrele de rostogolire ale roților cu fricțiune; la roțile cu caneluri circulare, corespund diametrelor medii; la roțile cu fricțiune conice, corespund diametrelor maxime;
- $D_{m1}, D_{m2}$  — diametrele medii de rostogolire ale roților cu fricțiune, conice;
- $E_1, E_2$  — modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor roților cu fricțiune 1 și, respectiv, 2;
- $E_{red}$  — modulul de elasticitate redus;
- $F_n$  — forța normală la suprafețele de frecare;
- $h$  — înălțimea profilului canelurilor roților cu fricțiune, cu caneluri circulare;
- $i$  — raportul de transmitere;
- $L$  — lungimea generatoarei conurilor de rostogolire;
- $M_{t1}$  — momentul de torsiune la arborele de intrare (conducător);
- $n_1$  — turația arborelui conducător;
- $P$  — puterea de transmis;
- $R_1, R_2$  — razele de rostogolire ale roților cu fricțiune cilindrice și, respectiv, razele de rostogolire maxime ale roților cu fricțiune conice;
- $z$  — numărul canelurilor roților cu fricțiune cu caneluri circulare;
- $Q$  — forța de apăsare a corpurilor de rostogolire;
- $\alpha$  — semiunghiul de profil al canelurilor roților cu caneluri circulare;
- $\delta_1, \delta_2$  — semiunghiurile conurilor de rostogolire ale roților cu fricțiune conice;

- $\psi_A, \psi_L$  — coeficienții de lățime pentru roțile cu fricțiune cilindrice și, respectiv, conice;  
 $\sigma_k, \sigma_{ak}$  — efortul unitar efectiv de contact și, respectiv, rezistența admisibilă la contact;  
 $\mu$  — coeficientul de frecare de alunecare.

### Pentru variatoare :

- $a$  — baza mare a secțiunii curelei trapezoidale;  
 $A_c$  — aria secțiunii curelei trapezoidale, la variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală;  
 $B$  — lungimea liniei de contact a corpurilor de rostogolire;  
 $c$  — coeficientul de siguranță la alunecare;  
 $D$  — diametrul exterior al porțiunii cancelate a arborelui intermediar, la variatorul multidisc;  
 $D_1$  — diametrul rolei conducătoare, la variatoarele cu contact direct;  
 $d_{max}, d_{min}$  — diametrele de contact limită, la variatoarele cu conuri deplasabile;  
 $E_{red} (E)$  — modulul de elasticitate, redus;  
 $E_1, E_2, E_3$  — modulele de elasticitate ale materialelor corpurilor de rostogolire 1, 2 și 3;  
 $F_n$  — forța normală dintre corpurile de rostogolire;  
 $F_{t\ max}, F_{t\ min}$  — forțele tangențiale limită dintre corpurile de rostogolire, respectiv dintre curea (sau inelul rigid) și unul din conurile deplasabile;  
 $G$  — gama de reglare a turației;  
 $h$  — înălțimea profilului curelei trapezoidale; înălțimea penci paralele, de la variatorul multidisc;  
 $i$  — raportul de transmitere;  
 $i_a$  — raportul de transmitere al transmisiei cu roți dințate, de la variatorul multidisc;  
 $m$  — modulul roților dințate, de la variatorul multidisc;  
 $M_{t1}$  — momentul de torsiune la intrare;  
 $n_1$  — turația de intrare;  
 $n_{2\ max}, n_{2\ min}$  — turațiile limită ale corpului de rostogolire condus (turațiile la ieșire);  
 $P$  — puterea la intrare;  
 $p$  — numărul arborilor intermediari de la variatorul multidisc; numărul bilelor de la variatorul sferic sau al roletelor de la variatorul toroidal;  
 $r_{b1}, r_{b2}$  — razele de contact limită ale bilei de la variatorul sferic;  
 $r$  — raza cercului de dispunere a bilelor dispozitivului de apăsare cu bile;  
 $z_1, z_{int}$  — numărul de dinți ai roții montate pe arborele de intrare, respectiv numărul de dinți ai roții montate pe arborele intermediar (variatorul multidisc);  
 $z$  — numărul de discuri montate pe un arbore intermediar (variatorul multidisc);



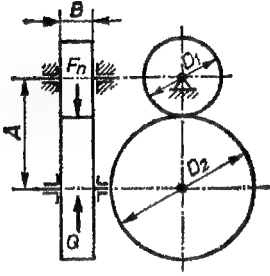
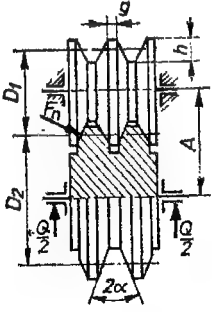
$\alpha$	— unghiul conului de fricțiune (variatorul conic și cel cu conuri deplasabile și inel rigid) sau unghiul de profil al curelei trapezoidale (variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală);
$\alpha_1, \alpha_2$	— unghiurile limită de dispunere a rolei intermediare de la variatorul toroidal;
$\beta_{min}$	— unghiul de înfășurare minim al curelei, la variatorul cu conuri deplasabile și curea;
$\gamma$	— unghiul generatoarei discului conic (variatorul multi-disc);
$\delta_1$	— jocul minim dintre arborele intermediar și discurile de fricțiune conduse ale variatorului multidisc;
$\delta_2$	— diferența dintre raza de contact maximă și raza exterioară a discurilor de fricțiune conice (variatorul multi-disc);
$\delta_3$	— distanța dintre discurile conice și pana montată pe arborele condus al variatorului multidisc;
$\delta_4$	— distanța dintre discurile conice și carcasa variatorului multidisc;
$\eta$	— randamentul variatorului;
$\eta_a$	— randamentul transmisiei cu roți dințate de la variatorul multidisc;
$\psi_D$	— coeficientul de lățime a rolei variatorului frontal și conic;
$\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_{red}$	— razele de curbură ale corpurilor de rostogolire, respectiv raza de curbură redusă;
$\sigma_k, \sigma_{ak}$	— efortul unitar efectiv, respectiv rezistența admisibilă la solicitarea de contact;
$\sigma_0$	— efortul unitar, rezultat în urma întinderii curelei la montaj (variatorul cu conuri deplasabile și curea);
$\tau_{at}$	— efortul unitar admisibil, convențional, pentru calculul de predimensionare al arborilor;
$\theta$	— semiunghiul rolei de la variatorul toroidal;
$\mu$	— coeficientul de frecare.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

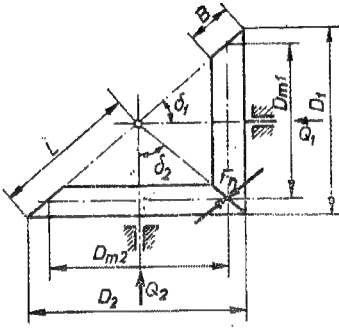
Pentru transmisiile prin fricțiune cu raport de transmitere constant, din condiția de rezistență la solicitarea de contact — relația lui Hertz — se determină distanța dintre axe (pentru roțile cu fricțiune cilindrice și pentru roțile cu caneluri circulare) sau lungimea generatoarei conului de rostogolire (pentru roțile cu fricțiune conice); relațiile de calcul sînt date în tabelul 64.

Pentru transmisiile prin fricțiune cu raport de transmitere variabil (variatoare), razele suprafețelor de rostogolire sînt variabile; variabil este și momentul de torsiune la ieșire. Calculul de rezistență trebuie efectuat în punctul de contact în care raza de curbură redusă este minimă și deci eforturile sînt maxime. Relațiile de calcul și recomandările necesare sînt indicate în tabelele 65 ... 70.

**Relațiile și recomandările necesare pentru calculul transmisilor cu roți cu fricțiune**  
[18, 21, 24, 37]

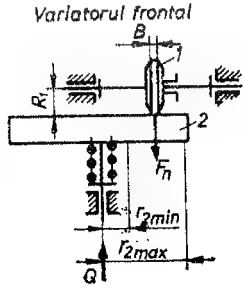
Tipul transmisiei și schema de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
<p><i>Cu roți cilindrice</i></p> 	$\sigma_k = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^3} \frac{c E_{red}}{\mu B} \frac{(i+1)^3}{i}} \leq \sigma_{ak};$ $A = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu \psi_A} \frac{P}{i n_1}};$ $P = \frac{A^3}{(i+1)^3} \frac{\mu \psi_A}{c E_{red}} i n_1 \left(\frac{\sigma_{ak}}{130}\right)^2;$ $E_{red} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}; E_1 \text{ și } E_2 - \text{din tabelul AII-18};$ $\mu - \text{din tabelul AI-76};$ $c = 1, 2, \dots, 3; \psi_A = 0, 2, \dots, 0, 4;$ $\sigma_{ak} - \text{din tabelul AII-19};$ $B = \psi_A A; R_1 = \frac{A}{i+1}; R_2 = i R_1;$ $Q = F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{R_1}.$
<p><i>Cu roți cu caneluri circulare</i></p> 	$\sigma_k = 162 (i+1)^2 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^3} \frac{c E_{red}}{\mu z} \frac{1}{i}} \leq \sigma_{ak};$ $A = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu z} \frac{P}{i n_1} (i+1)};$ $P = \frac{A^3}{(i+1)^4} \frac{\mu z}{c E_{red}} i n_1 \left(\frac{\sigma_{ak}}{162}\right)^2;$ $E_{red} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}; E_1 \text{ și } E_2 - \text{din tabelul AII-18};$ $\mu - \text{din tabelul AI-76};$ $c = 1, 2, \dots, 3;$ $\sigma_{ak} - \text{din tabelul AII-19};$ $z < 5;$ $D_1 = \frac{2A}{i+1}; D_2 = i D_1;$ $F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{2z R_1}; Q = 2z F_n \sin \alpha.$ <p><i>Se recomandă:</i></p> <p><math>h = 0,08 R_1; 2\alpha = 30^\circ;</math></p> <p><math>g = 3 \text{ mm, pentru roți din oțel};</math></p> <p><math>g = 5 \text{ mm, pentru roți din fontă}.</math></p>

Tabelul 64 (continuare)

Tipul transmisiei și schema de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
<p>Cu roți conice</p> 	$\sigma_k = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1} \frac{c E_{red}}{\mu B} \frac{(l^2 + 1)^{3/2}}{l (L - 0,5 B)^2}} \leq \sigma_{ak};$ $L = \sqrt{l^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu \psi_L} \frac{P}{i n_1} \frac{1}{(1 - 0,5 \psi_L)^2}};$ $P = \left(\frac{\sigma_{ak}}{130}\right)^2 n_1 \frac{\mu B}{c E_{red}} \frac{l (L - 0,5 B)^2}{(l^2 + 1)^{3/2}};$ $E_{red} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2}; E_1 \text{ și } E_2 - \text{din tabelul A11-18};$ <p><math>\mu</math> - din tabelul A1-76;  <math>c = 1,2 \dots 3</math>; <math>\psi_L = 0,25 \dots 0,3</math>;  <math>\sigma_{ak}</math> - din tabelul A11-19;</p> $\delta_1 = \arctg \frac{1}{l}; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1;$ $B = \psi_L L; D_1 = 2 L \sin \delta_1; D_2 = i D_1;$ $D_{m1} = D_1 \frac{L - 0,5 B}{L}; D_{m2} = i D_{m1};$ $F_n = \frac{c}{\mu} \frac{2 M_{t1}}{D_{m1}};$ $Q_1 = F_n \sin \delta_1; Q_2 = F_n \sin \delta_2.$

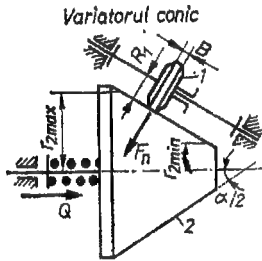
Tabelul 65

Relațiile și metoda de calcul a variatoarelor cu contact direct [4, 16, 18, 36, 37, 40]

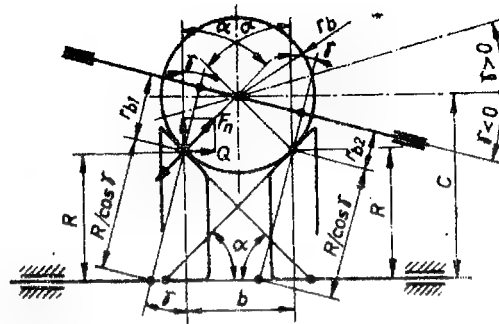
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
<p>Efortul unitar efectiv de contact sau raza rolei conducătoare <math>\sigma_k</math>, în <math>\text{daN/cm}^2</math> sau <math>R_1</math>, în <math>\text{cm}</math></p> 	$\sigma_k = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 R_1^2} \frac{c E_{red}}{\mu B}} \leq \sigma_{ak};$ $R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu \psi_D} \frac{P}{n_1}};$ <p><math>P</math> și <math>n_1</math> - date de proiectare;</p> $E_{red} = \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2};$ <p><math>E_1</math> și <math>E_2</math> - din tabelul A11-18;  <math>c</math> - din tabelul 64;  <math>\mu</math> - din tabelul A1-76;  <math>\sigma_{ak}</math> - din tabelul A11-19;  <math>\psi_D = 0,03 \dots 0,05</math>.</p>

Tabelul 65 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Lățimea rolei conducătoare $B$ , în cm	$B = \psi_D D_1$ ; $D_1 = 2R_1$ .
Razele de contact limită ale discului condus $r_{2\min}$ și $r_{2\max}$ , în cm	$r_{2\min} = 0,4 R_1$ ; $r_{2\max} = G r_{2\min}$ ; $G = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = 3 \dots 6$ .
Forța de apăsare necesară $Q$ , în daN	$Q = F_n = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{M_{t1}}{R_1}$ ; $M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1}$ .
Rapoartele de transmitere limită $i_{\max}$ și $i_{\min}$	$i_{\max} = \frac{r_{2\max}}{R_1}$ ; $i_{\min} = \frac{r_{2\min}}{R_1}$ .
Efortul unitar efectiv de contact sau raza rolei conducătoare $\sigma_k$ , în daN/cm <sup>2</sup> sau $R_1$ , în cm	$\sigma_k = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 R_1^2} \frac{c E_{red}}{\mu B} \frac{r_{2\min} + R_1 \cos \alpha/2}{r_{2\min}}} \leq \sigma_{ak}$ ; $R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu \psi_D} \frac{P}{n_1}}$ ; $P$ și $n_1$ — date de proiectare; $E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ ; $E_1$ și $E_2$ — din tabelul AII-18; $c$ — din tabelul 64; $\mu$ — din tabelul AI-76; $\sigma_{ak}$ — din tabelul AII-19; $\psi_D = 0,03 \dots 0,05$ ; $\alpha = 60^\circ$ .
Lățimea rolei conducătoare $B$ , în cm	$B = \psi_D D_1$ ; $D_1 = 2R_1$ .
Razele de contact limită ale roții conice $r_{2\min}$ și $r_{2\max}$ , în cm	$r_{2\min} = 0,4 R_1$ ; $r_{2\max} = G r_{2\min}$ ; $G = 2 \dots 3$ (indicată în temă).
Rapoartele de transmitere limită $i_{\max}$ și $i_{\min}$	$i_{\max} = \frac{r_{2\max}}{R_1}$ ; $i_{\min} = \frac{r_{2\min}}{R_1}$ .
Forța de apăsare necesară $Q$ , în daN	$Q = F_n \sin \frac{\alpha}{2} = 95500 \frac{P}{n_1} \cdot \frac{c}{\mu R_1} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$ .



## Metodica de calcul a variatorului sferic [4, 14, 16, 18, 36, 37]



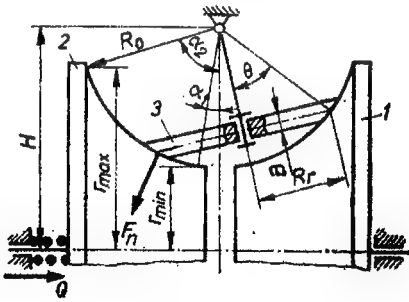
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Rapoartele de transmitere limită $i_{max}$ și $i_{min}$	$i_{max} = \frac{n_1}{n_2 min}; i_{min} = \frac{n_1}{n_2 max}$
Gama de reglare a turației $G$	$G = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{n_2 max}{n_2 min}$ Se recomandă $G \leq 9$ .
Raza bilei $r_b$ , în cm	$2r_b \leq \frac{84830}{n_1} [40].$ Se alege $r_b$ conform STAS 5906-70
Distanța dintre axa conurilor și centrul bilei $C$ , în cm	$C = (2,24 \dots 2,26)r_b.$
Semiunghiul conurilor de rostogolire $\alpha$ , în grade	$\alpha = 40 \dots 50^\circ.$
Unghiul de înclinare al axei bilei față de poziția neutră ( $i=1$ ) $\gamma$ , în grade	$\operatorname{tg} \gamma_x = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{1 - i_x}{1 + i_x}; \begin{cases} i_x > 1 \text{ pentru } \gamma_x < 0; \\ i_x < 1 \text{ pentru } \gamma_x > 0. \end{cases}$ Rezultă $\gamma_{max}$ și $\gamma_{min}$ .
Raportul de transmitere $i_x$	$i_x = \frac{\cos(\alpha - \gamma_x)}{\cos(\alpha + \gamma_x)};$ $\gamma_x$ se ia cu semnul corespunzător.
Numărul maxim posibil de bile $p_{max}$	$p_{max} = \frac{180}{\arcsin \frac{r_b}{C}}$ Se adoptă o valoare întreagă, inferioară lui $p_{max}$ ( $p = 3 \dots 6 \leq p_{max}$ ).

Tabelul 66 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Raza de contact a conurilor $R$ , în cm	$R = C - r_b \cos \alpha$ .
Distanța axială dintre punctele de contact ale celor două conuri $b$ , în cm	$b = 2r_b \sin \alpha$ .
Raza de curbură redusă minimă $\rho_{red\ min}$ , în cm	$\rho_{red\ min} = \frac{1}{\frac{\cos  \gamma_{max} }{R} + \frac{1}{r_b \cos (\alpha +  \gamma_{max} )}}$
Forța normală admisibilă, din punctul de vedere al solicitării de contact $F_{n\ adm}$ , în daN	$F_{n\ adm} = \frac{8\rho_{red\ min}^2 \sigma_{ak}^3}{E^2};$ $\sigma_{ak} = 30\ 000\ \text{daN/cm}^2$ — pentru oțel de rulmenți [36, 37]; $E$ — din tabelul AII-18.
Forța normală necesară transiterii sarcinii date $F_{n\ nec}$ , în daN	$F_{n\ nec} = \frac{cM_{t1}}{R\mu p};$ $M_{t1} = 95\ 500 \frac{P}{n_1};$ $c$ — din tabelul 64; $\mu$ — din tabelul AI-76.
Condiția de rezistență la solicitarea de contact	$F_{n\ nec} \leq F_{n\ adm}$ . Dacă $F_{n\ nec} > F_{n\ adm}$ , se mărește numărul bilelor, respectându-se condiția $p < p_{max}$ și se reia calculul pentru $F_{n\ nec}$ . Dacă problema nu se poate rezolva, se mărește dimensiunea $C$ și se reia calculul de la etapa respectivă.
Forța axială de apăsare necesară $Q_{nec}$ , în daN	$Q_{nec} = p l'_{n\ nec} \sin \alpha$ .

Tabelul 67

Metodica de calcul a variatorului toroidal [10, 16, 18, 36, 37]

	
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Raza minimă de contact a talerelor $r_{min}$ , în cm	Se alege din tabelul AI-77. $r_{1\ min} = r_{2\ min} = r_{min}$ .

Tabelul 67 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Raza de curbura a suprafeței active a talerelor $R_0$ , în cm	Se alege din tabelul AI-77.
Raza rolei intermediare $R_r$ , în cm	Se alege din tabelul AI-77.
Raza maximă de contact a talerelor $r_{max}$ , în cm	$r_{max} = l r_{min} = \sqrt{G} r_{min}$ ; $G = 3 \dots 8$ ; $r_{1 max} = r_{2 max} = r_{max}$ .
Distanța de la axa de rotație a talerelor la articulația axei rolei intermediare $H$ , în cm	$H \geq 1,25 r_{max}$ .
Turația maximă a arborelui de ieșire $n_{2 max}$ , în rot/min	$n_{2 max} = n_1 \sqrt{G}$ .
Turația minimă a arborelui de ieșire $n_{2 min}$ , în rot/min	$n_{2 min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}}$ .
Turațiile limită ale rolei intermediare $n_{3 max}$ și $n_{3 min}$ , în rot/min	$n_{3 max} = \frac{r_{1 max}}{R_r} n_1$ ; $n_{3 min} = \frac{r_{1 min}}{R_r} n_1$ .
Forța tangențială maximă la talerul conducător $F_{t max 1}$ , în daN	$F_{t max 1} = \frac{M_{t1}}{r_{1 min}} = 95500 \frac{P}{n_1} \cdot \frac{1}{r_{1 min}}$ .
Forța normală maximă dintre talerul conducător și o rolă intermediară $F_{n max 1}$ , în daN	$F_{n max 1} = \frac{c F_{t max 1}}{p \mu}$ ; $p = 2 \dots 4$ ; $\mu$ — din tabelul AI-76; $c$ — din tabelul 64.
Forțele axiale necesare de apăsare a talerelor $Q_1$ și $Q_2$ , în daN	$Q_1 = p F_{n max 1} \sin \alpha_1$ ; $Q_2 = Q_1 \frac{r_{max}}{r_{min}}$ ; $\cos \alpha_1 = (H - r_{min})/R_0$ .
Forța axială de apăsare la rola intermediară $Q_3$ , în daN	$Q_3 = F_{n max 1} \cos \theta + \frac{Q_2}{p \sin \alpha_2} \cos \theta$ ; $\cos \alpha_2 = (H - r_{max})/R_0$ ; $\sin \theta = \frac{R_r}{R_0}$ .

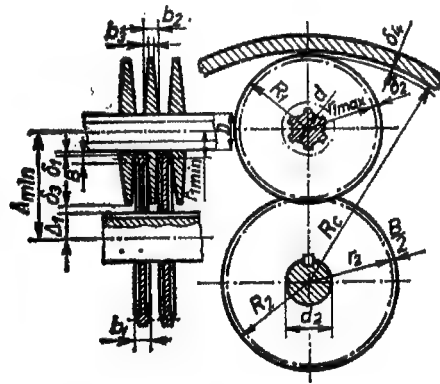
Tabelul 67 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Efortul unitar efectiv maxim de contact $\sigma_{k \max}$ , în daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{k \max} = \sqrt{\frac{0,35 F_n \max_1}{B \left( \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_3} \right)} \cdot \frac{r_1 \min + R_0}{r_1 \min R_0}} \leq \sigma_{ak};$ <p> <math>B = (0,1 \dots 0,2) r_{\max};</math>  <math>E_1</math> și <math>E_3</math> — din tabelul AII-18;  <math>\sigma_{ak}</math> — din tabelul AII-19. </p>
Unghiul canalului dispozitivului de apăsare cu bile $\gamma_0$ , în grade	$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{M_{t2}}{Q_2 r};$ $M_{t2} = M_{t1} i \eta = 95500 \frac{P}{n_1} i \eta;$ $\eta = 0,95 \dots 0,96; i = \sqrt[3]{G};$ <p><math>r</math> — se adoptă constructiv.</p>

Tabelul 68

## Metodica de calcul a variatorului multidisce [10, 16, 18]

## Determinarea dimensiunilor discurilor de fricțiune



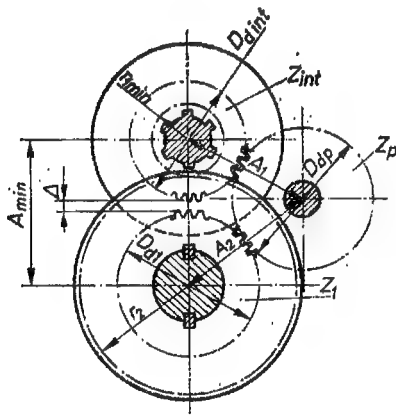
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Momentul de torsiune la arborele de intrare $M_{t1}$ , în daN·cm	$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1}.$
Momentul de torsiune la un arbore intermediar $M_{t \text{ int}}$ , în daN·cm	$M_{t \text{ int}} = \frac{M_{t1}}{p} i_a \eta_a^2;$ <p> <math>i_a = z_{\text{int}}/z_1;</math>  <math>p</math> — se alege 3 sau 5;  <math>\eta_a = 0,96 \dots 0,98.</math> </p>



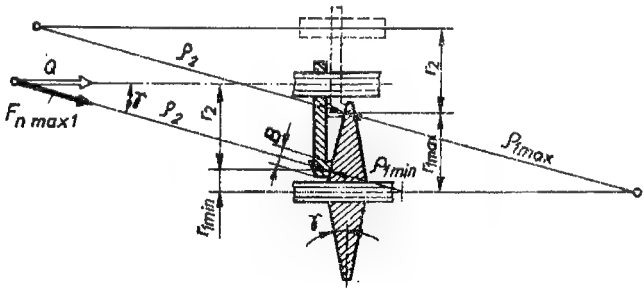
Tabelul 68 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Turația arborilor intermediari $n_{int}$ , în rot/min	$n_{int} = \frac{n_1}{i_a}$
Turația maximă a arborelui de ieșire $n_{2max}$ , în rot/min	$n_{2max} = n_{2min} G$
Rapoartele de transmitere limită dintre arborele intermediar și arborele de ieșire $i_{max}$ și $i_{min}$	$i_{max} = \frac{n_{int}}{n_{2min}} = \frac{r_2}{r_{1min}}; i_{min} = \frac{n_{int}}{n_{2max}} = \frac{r_2}{r_{1max}}$
Momentul de torsiune maxim la arborele de ieșire $M_{t2max}$ , în daN·cm	$M_{t2max} = p M_{tint} i_{max} \eta;$ $\eta = 0,95 \dots 0,98.$
Diametrul interior al porțiunii canelate a arborelui intermediar $d$ , în cm	$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tint}}{0,2\tau_{at}}};$ $\tau_{at} = 150 \dots 200 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. cap. 13).}$ Din STAS 1769-68 se alege un arbore canelat standardizat, avînd diametrul exterior $D$ .
Diametrul arborelui condus $d_2$ , în cm	$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2max}}{0,2\tau_{at}}}$
Dimensiunile secțiunii penei paralele montată pe arborele condus $b \times h$ , în cm	Se aleg din STAS 1004-71, în funcție de $d_2$ .
Raza de contact minimă a discurilor montate pe arborii intermediari (conice) $r_{1min}$ , în cm	$r_{1min} = \frac{D}{2} + \delta_1 + \frac{B}{2} = (1,1 \dots 1,35) \left( \frac{D}{2} + \delta_1 \right);$ $\delta_1 = 2 \dots 4 \text{ mm.}$
Lungimea liniei de contact a discurilor $B$ , în cm	$B = 2 \left( r_{1min} - \frac{D}{2} - \delta_1 \right) = \left( \frac{1}{4} \dots \frac{1}{8} \right) r_{1min}.$
Raza de contact maximă a discurilor de fricțiune conice $r_{1max}$ , în cm	$r_{1max} = r_{1min} G$
Raza exterioară a discurilor de fricțiune conice $R_1$ , în cm	$R_1 = r_{1max} + \delta_2;$ $\delta_2 = \frac{B}{2} + 1 \text{ mm.}$

Tabelul 68 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Raza exterioară a discurilor de fricțiune conduse $R_2$ , în cm	$R_2 = R_1 + \Delta_1 + \delta_3 - \left( \frac{D}{2} + \delta_1 \right) = r_2 + \frac{B}{2} ;$ $\Delta_1 = \frac{d_2 + h}{2} ;$ $\delta_3 = 2 \dots 4 \text{ mm.}$
Raza medie de contact a discurilor conduse $r_2$ , în cm	$r_2 = R_2 - \frac{B}{2} .$
Raza interioară a carcasei variatorului $R_c$ , în cm	$R_c = r_2 + 2r_{1max} + \delta_2 + \delta_4 ;$ $\delta_4 = 5 \dots 10 \text{ mm.}$
Grosimea minimă și maximă a discului conic $b_2$ și $b_3$ , în cm	$b_2 - \text{se determină din condiția de rezistență la strivire a canelurilor discurilor conice ;}$ $b_{3min} = 2 \text{ mm.}$
Grosimea medie a discurilor conduse $b_1$ , în cm	$b_1 = b_2 - b_3 .$
<p>Alegerea dimensiunilor roților dințate, care realizează legătura dintre arborele de intrare și cel intermediar</p> 	
Distanța minimă dintre axele roților montate pe arborii conducător și intermediar $A_{min}$ , în cm	$A_{min} = R_2 + \frac{D}{2} + \delta_1 .$
Diametrul cercului de divizare al roții montate pe arborele intermediar $D_{d \text{ int}}$ , în cm	$D_{d \text{ int}} = m z_{int} ;$ <p><math>m</math> — se adoptă constructiv, urmînd să se verifice angrenajele la solicitările principale (v. cap. 20).</p>

Tabelul 68 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări
Diametrul cercului de divizare al roții montate pe arborele conducător $D_{d1}$ , în cm	$D_{d1} = \frac{D_{d \text{ int}}}{i_a} \cdot *$
Jocul dintre vîrfurile dinților roților montate pe arborii conducători și intermediar, la apropierea maximă a celor doi arbori $\Delta$ , în cm	$\Delta = A_{min} - 2m - \frac{1}{2} D_{d \text{ int}} - \frac{1}{2} D_{d1} =$ $= A_{min} - 2m - D_{d \text{ int}} \cdot \frac{i_a + 1}{2i_a}.$ <p><math>\Delta = (0,5 \dots 1)</math> cm. Dacă <math>\Delta</math> rezultă prea mic, se modifică modulul.</p>
Diametrul cercului de divizare al roții parazite $D_{dp}$ , în cm	$D_{dp}$ — se adoptă constructiv, multiplu de $m$ .
Distanța dintre axa roții conducătoare și axa roții parazite $A_2^*$ , în cm	$A_2 = \frac{D_{d1} + D_{dp}}{2}.$
Distanța dintre axa roții parazite și axa roții montată pe arborele intermediar $A_1$ , în cm*)	$A_1 = \frac{D_{d \text{ int}} + D_{dp}}{2}.$
Numărul de dinți al roții parazite $z_p$	$z_p = \frac{D_{dp}}{m}.$
<p>Calculul de verificare al discurilor de fricțiune, la solicitarea de contact</p> 	
Forța tangențială maximă, care acționează pe o pereche de discuri (corespunde apropierii maxime a discurilor) $F_{t \text{ max } 1}$ , în daN	$F_{t \text{ max } 1} = \frac{M_{t \text{ int}}}{2\pi r_{1 \text{ min}}}$ <p>Se recomandă <math>z = 4</math>.</p>

\*) Distanțele dintre axe  $A_1$  și  $A_2$  trebuie astfel alese încât discurile de fricțiune să nu vină în contact cu axul roții parazite.

Tabelul 68 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Forța normală maximă $F_{n\ max1}$ , în daN	$F_{n\ max1} = \frac{cF_{t\ max1}}{\mu} ;$ <p><math>\mu</math> — din tabelul AI-72</p>
Forța axială totală de apăsare $Q$ , în daN	$Q = pF_{n\ max1} \cos \gamma ;$ $\gamma = 2^\circ \dots 4^\circ .$
Efortul unitar efectiv de contact $\sigma_k$ , în daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{F_{n\ max1} E}{B} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}} \leq \sigma_{ak} ;$ $\rho_1 = \rho_{1min} = \frac{r_{1min}}{\sin \gamma} ; \quad \rho_2 = \frac{r_2}{\sin \gamma} ;$ <p><math>\sigma_{ak}</math> — din tabelul AII-18.</p>

Tabelul 69

Metodica de calcul a variatoarelor cu conuri deplasabile și inel rigid [16, 18, 36, 37]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Gama de reglare a turației $G$	$G = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} .$
Turațiile limită la arborele de ieșire $n_{2max}$ și $n_{2min}$ , în rot/min	$n_{2max} = n_1 \sqrt{G} ;$ $n_{2min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}} .$

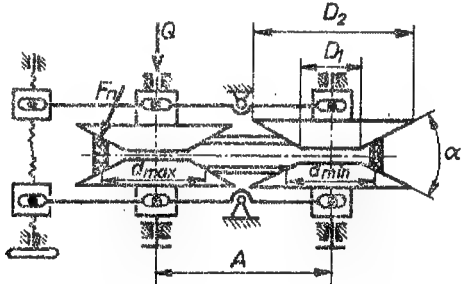
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Rapoartele de transmitere limită $i_{max}$ și $i_{min}$	$i_{max} = \frac{n_1}{n_2 min} ;$ $i_{min} = \frac{n_1}{n_2 max} .$
Momentul de torsiune maxim la ieșire $M_{t2 max}$ , în daN·cm	$M_{t2 max} = 95\,500 \frac{P}{n_2 min} \eta ;$ $\eta = 0,8 \dots 0,9 .$
Diametrul arborelui de ieșire $d_2$ , în cm	$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2 max}}{0,2 \tau_{at}}} ;$ $\tau_{at} = 150 \dots 200 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. cap. 13).}$
Razele de contact limită ale conurilor $r_{min}$ și $r_{max}$ , în cm	$r_{min} \approx d_2 ;$ $r_{max} \approx r_{min} \sqrt{G} .$
Diametrele limită ale conurilor $D_2$ și $D_1$ , în cm	$D_2 = 2r_{max} + 15 \text{ mm} ;$ $D_1 = 2r_{min} - 15 \text{ mm} .$
Distanța dintre axe $A$ , în cm	$A \approx 1,15 D_2 .$
Forța tangențială maximă $F_{t max}$ , în daN	$F_{t max} = \frac{M_{t2 max}}{r_{max}} .$
Forța normală maximă dintre inel și unul din conurile conduse $F_{n max}$ , în daN	$F_{n max} = \frac{c F_{t max}}{2\mu} ;$ $c - \text{din tabelul 64} ; \mu - \text{din tabelul AI-76} .$
Forța axială de apăsare maximă $Q_{max}$ , în daN	$Q_{max} = F_{n max} \sin \frac{\alpha}{2} ;$ $\alpha = 130^\circ .$
Razele de curbura ale corpurilor de rostogolire (con și inel) $\rho_1$ și $\rho_2$ , în cm	$\rho_1 = \frac{r_{min}}{\cos \frac{\alpha}{2}} ;$ $\rho_2 = \left( r_{min} + \frac{A}{2} \right) \frac{1}{\cos \alpha / 2} .$

Tabelul 69 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Efortul unitar efectiv de contact sau lungimea liniei de contact dintre con și inel $\sigma_k$ , în daN/cm <sup>2</sup> sau $B$ , în cm	$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{F_{n \max}}{B \rho_{red}}} E_{red} \leq \sigma_{ak};$ $B = \left( \frac{0,418}{\sigma_{ak}} \right)^2 \cdot \frac{F_{n \max}}{\rho_{red}} E_{red};$ $\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2};$ $E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}; E_1 \text{ și } E_2 \text{ — din tabelul AII-18};$ $\sigma_{ak} \text{ — din tabelul AII-19.}$
Deplasarea axială maximă a conului mobil $x$ , în cm	$x = (r_{max} - r_{min}) \operatorname{tg} \frac{180 - \alpha}{2}.$

Tabelul 70

Metodica de calcul a variatoarelor cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală  
[10, 16, 18, 21, 36, 38]

	
Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Gama de reglare a turației $G$	$G = \frac{n_{2 \max}}{n_{2 \min}}.$
Turațiile limită la arborele de ieșire $n_{2 \max}$ și $n_{2 \min}$ , în rot/min	$n_{2 \max} = n_1 \sqrt{G};$ $n_{2 \min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}}.$

Tabelul 70 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Rapoartele de transmitere limită $i_{max}$ și $i_{min}$	$i_{max} = \frac{n_1}{n_2 min} ; i_{min} = \frac{n_1}{n_2 max}$
Alegerea și verificarea curelei trapezoidale	Se efectuează conform STAS 1163-71.
Vitezele periferice limită ale curelei $v_{max}$ și $v_{min}$ , în m/s	$v_{max} = \frac{\pi d_{max} n_1}{60 \cdot 1000} < v_a = 30 \text{ m/s.}$ $v_{min} = \frac{\pi d_{min} n_1}{60 \cdot 1000} ;$ $d_{min} \text{ și } d_{max} \text{ rezultă din calculul curelei*}.$
Forța de apăsare axială maximă și minimă $Q_{max}$ și $Q_{min}$ , în daN	$Q_{max} = \frac{c F_{t max}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} ;$ $Q_{min} = \frac{c F_{t min}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} ;$ <p> <math>c</math> – conform tabelului 64;  <math>\mu</math> – din tabelul AI-76;  <math>F_{t min}</math> și <math>F_{t max}</math> – cunoscute din calculul curelei;  <math>\alpha = 40^\circ</math> (conform STAS 1164-71). </p>
Forța de apăsare pe arbori $R$ , în daN	$R = 2A_c \sigma_0 \sin \frac{\beta_{min}}{2} ;$ $A_c = \left( a - h \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) h ;$ <p> <math>\alpha</math> și <math>h</math> – se iau din STAS 1164-71;  <math>\sigma_0 = 12 \text{ daN/cm}^2</math>;  <math>\beta_{min}</math> – cunoscut de la calculul curelei. </p>
Deplasarea axială maximă a conului (conurilor) mobil $x$ , în cm	$x = \frac{d_{max} - d_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} .$
Diametrele limită ale conurilor $D_1$ și $D_2$ , în cm	$D_1 = d_{min} - 2(h - b) - (2 \dots 4) \text{ mm} ;$ $D_2 = d_{max} + 2b + (5 \dots 15) \text{ mm} ;$ $b \text{ – se ia din STAS 1164-71.}$

\*)  $d_{min}$  și  $d_{max}$  corespund lui  $D_{p1}$  și  $D_{p2}$ .

**330** Transmisia prin fricțiune cu roți cilindrice transmite o putere  $P = 5$  kW, la o turație  $n_1 = 1000$  rot/min; raportul de transmitere este  $i = 3$ . Să se dimensioneze roțile cu fricțiune, materialul din care sînt confecționate fiind 41 C 10, cu duritatea 240 HB. Transmisia funcționează cu ungere.

**Rezolvare :**

Se determină distanța dintre axe (v. tabelul 64):

$$A = (i + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE}{\mu\psi_A} \frac{P}{i n_1}} =$$

$$= (3 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{130}{6240}\right)^2 \cdot \frac{1,2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,05 \cdot 0,6} \cdot \frac{5}{3 \cdot 1000}} \approx 20 \text{ cm},$$

unde:  $c = 1,2$  (v. tabelul 64);  $E = 2,1 \cdot 10^6$  daN/cm<sup>2</sup> (v. tabelul AII-81);  $\psi_A = 0,3$  (v. tabelul 64);  $\mu = 0,05$  (v. tabelul AI-76);  $\sigma_{ak} = 26 \text{ HB} = 26 \cdot 240 = 6240$  daN/cm<sup>2</sup> (v. tabelul AII-19).

Se calculează lățimea roților:

$$B = \psi_A A = 0,3 \cdot 20 = 6 \text{ cm}.$$

Se determină razele roților cu fricțiune:

$$R_1 = \frac{A}{i + 1} = \frac{20}{3 + 1} = 5 \text{ cm}; \quad R_2 = \frac{A}{i + 1} i = \frac{20}{3 + 1} \cdot 3 = 15 \text{ cm}.$$

Forța necesară de apăsare:

$$Q = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{R_1} = \frac{1,2}{0,05} \cdot \frac{477,5}{5} = 2292 \text{ daN},$$

unde:

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{5}{1000} = 477,5 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

**331** Să se verifice dacă transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice, la care  $R_1 = 50$  mm,  $R_2 = 200$  mm și  $B = 50$  mm — antrenată de un motor electric cu  $P = 2,5$  kW și  $n_1 = 2960$  rot/min — rezistă la solicitarea de contact. Roțile sînt confecționate din textolit și, respectiv, oțel ( $\mu = 0,25$  și  $\sigma_{ak} = 800$  daN/cm<sup>2</sup>).



### Rezolvare :

Efortul unitar efectiv la solicitarea de contact (v. tabelul 64) :

$$\sigma_k = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^2 \mu B} \frac{cE}{i} \frac{(i+1)^3}{i}} = 130 \sqrt{\frac{2,5}{2960 \cdot 25^2} \cdot \frac{1,5 \cdot 0,1166 \cdot 10^6 (4+1)^3}{0,25 \cdot 5}} =$$
$$= 316 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak} = 800 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :  $i = \frac{R_2}{R_1} = \frac{200}{50} = 4$  ;  $c = 1,5$  (v. tabelul 64) ;  $A = R_1 + R_2 = 50 +$

$$+ 200 = 250 \text{ mm} ; E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{6 \cdot 10^4 + 2,1 \cdot 10^6} =$$
$$= 0,1166 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2 ;$$

$E_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2$  și  $E_2 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-18).

**332** Avînd de transmis o putere  $P = 8 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 900 \text{ rot/min}$  și un raport de transmitere  $i = 4$ , se cere să se dimensioneze roțile de fricțiune cu caneluri circulare. Materialul roților este oțel, cu  $\sigma_{ak} = 7000 \text{ daN/cm}^2$  ; transmisia funcționează fără ungere.

### Rezolvare :

Se alege  $z = 4$  și  $c = 1,5$  (v. tabelul 64),  $\mu = 0,15$  (v. tabelul AI-76).  
Se determină distanța dintre axe (v. tabelul 64) :

$$A = (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE}{\mu z} \frac{P}{i n_1} (i+1)} =$$
$$= (4+1) \sqrt[3]{\left(\frac{162}{7000}\right)^2 \cdot \frac{1,5 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 4} \cdot \frac{8}{4 \cdot 900} (4+1)} \approx 16 \text{ cm}.$$

Se calculează elementele geometrice ale roților :

$$R_1 = \frac{A}{i+1} = \frac{16}{4+1} = 3,2 \text{ cm} ; R_2 = i R_1 = 4 \cdot 3,2 = 12,8 \text{ cm} ;$$

$$h = 0,08 R_1 = 0,08 \cdot 3,2 \approx 0,3 \text{ cm}.$$

Forța de apăsare necesară :

$$Q = 2z F_n \sin \alpha = 2 \cdot 4 \cdot 332 \sin 15^\circ = 687 \text{ daN},$$

unde :

$$F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{2zR_1} = \frac{1,5}{0,15} \cdot \frac{849}{2 \cdot 4 \cdot 3,2} = 332 \text{ daN};$$

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{8}{900} = 849 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

**333** Să se determine puterea pe care o poate transmite transmisia cu roți cu fricțiune, cu o canelură și forța radială de apăsare necesară. Se cunosc :  $n_1 = 2860 \text{ rot/min}$ ,  $D_1 = 20 \text{ mm}$ ,  $D_2 = 80 \text{ mm}$ ,  $c = 1,25$ , materialul roților — oțel cu  $\sigma_{ak} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\mu = 0,15$ .

**Rezolvare :**

Puterea ce poate fi transmisă, din condiția rezistenței la solicitarea de contact,

$$P = \frac{A^3}{(i+1)^4} \frac{\mu z}{cE} i n_1 \left( \frac{\sigma_{ak}}{162} \right)^2 =$$

$$= \frac{5^3}{(4+1)^4} \cdot \frac{0,15 \cdot 1}{1,25 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \cdot 4 \cdot 2860 \cdot \left( \frac{6000}{162} \right)^2 = 0,179 \text{ kW},$$

unde :

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{20 + 80}{2} = 50 \text{ mm}; \quad i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{80}{20} = 4.$$

Forța radială de apăsare necesară

$$Q = 2zF_n \sin \alpha = 2 \cdot 1 \cdot 25 \sin 15^\circ \approx 13 \text{ daN};$$

unde :

$$F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{2zR_1} = \frac{1,25}{0,15} \cdot \frac{6}{2 \cdot 1 \cdot 1} = 25 \text{ daN};$$

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{179}{2860} \approx 6 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

**334** Transmisia prin fricțiune cu roți conice transmite o putere  $P = 5 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1440 \text{ rot/min}$ ; raportul de transmitere este  $i = 3$ . Să se dimensioneze transmisia, știind că materialul roților este 41 C 10, cu  $\sigma_{ak} = 7000 \text{ daN/cm}^2$ . Transmisia funcționează fără ungere.

**Rezolvare :**

Se alege  $\mu = 0,2$  (v. tabelul AI-76),  $\psi_L = 0,25$  (v. tabelul 64),  $c = 2$  (v. tabelul 64),  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-18).

Se calculează lungimea generatoarei conului de rostogolire (v. tabelul 64) :

$$L = \sqrt{i^2 + 1} \sqrt{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE}{\mu \psi_L} \frac{P}{in_1} \frac{1}{(1 - 0,5\psi_L)^2}} =$$

$$= \sqrt{3^2 + 1} \cdot \sqrt{\left(\frac{130}{7000}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 0,25} \cdot \frac{5}{3 \cdot 1440} \cdot \frac{1}{(1 - 0,5 \cdot 0,25)^2}} \approx 11,2 \text{ cm.}$$

Elementele geometrice ale roților :

$$B = \psi_L L = 0,25 \cdot 11,2 = 2,8 \text{ cm}; D_1 = 2L \sin \delta_1 = 2 \cdot 11,2 \sin 18^\circ 25' =$$

$$= 7 \text{ cm}; D_2 = iD_1 = 3 \cdot 7 = 21 \text{ cm};$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{i} = \arctg \frac{1}{3} = 18^\circ 25'; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 18^\circ 25' = 71^\circ 35'.$$

$$D_{m1} = D_1 \frac{L - 0,5B}{L} = 7 \cdot \frac{11,2 - 0,5 \cdot 2,8}{11,2} =$$

$$= 6,125 \text{ cm}; D_{m2} = iD_{m1} = 3 \cdot 6,125 = 18,375 \text{ cm.}$$

Forțele de apăsare necesare :

$$Q_1 = F_n \sin \delta_1 = 1084 \sin 18^\circ 25' = 343 \text{ daN};$$

$$Q_2 = F_n \sin \delta_2 = 1084 \sin 71^\circ 35' = 1028 \text{ daN},$$

unde :

$$F_n = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{2M_{t1}}{D_{m1}} = \frac{2}{0,2} \cdot \frac{2 \cdot 332}{6,125} = 1084 \text{ daN};$$

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{5}{1440} = 332 \text{ daN} \cdot \text{cm.}$$

**335** Un variator frontal trebuie să transmită o putere  $P = 6 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1430 \text{ rot/min}$ . Să se determine raza rolei conducătoare și forța de apăsare necesară, dacă corpurile de rostogolire sînt confecționate din oțel cu  $\sigma_{ak} = 8000 \text{ daN/cm}^2$ ,  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$  și  $\mu = 0,15$ , variatorul funcționînd fără ungere; gama de reglare a turației  $G = 3$ .

**Rezolvare :**

Se alege  $c = 1,25$  (v. tabelul 65) și  $\psi_D = 0,04$ , calculîndu-se, din condiția de rezistență la solicitarea de contact, raza rolei :

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{130}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE}{\mu \psi_D} \frac{P}{n_1}} = \sqrt{\left(\frac{130}{8000}\right)^2 \frac{1,25 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 0,04} \cdot \frac{6}{1430}} \approx 8 \text{ cm.}$$

Lăţimea rolei :

$$B = \psi_D D_1 = 0,04 \cdot 16 = 0,64 \text{ cm} \approx 6,5 \text{ mm.}$$

Razele limită de contact ale discului condus :

$$r_{2min} = 0,4 R_1 = 0,4 \cdot 8 = 3,2 \text{ cm}; r_{2max} = Gr_{2min} = 3 \cdot 3,2 = 9,6 \text{ cm.}$$

Forţa de apăsare necesară :

$$Q = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{R_1} = \frac{1,25}{0,15} \cdot \frac{401}{8} = 418 \text{ daN,}$$

unde :

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{6}{1430} = 401 \text{ daN} \cdot \text{cm.}$$

Se calculează rapoartele de transmitere limită :

$$i_{max} = \frac{r_{2max}}{R_1} = \frac{9,6}{8} = 1,2; i_{min} = \frac{r_{2min}}{R_1} = \frac{3,2}{8} = 0,4.$$

**336** Să se calculeze variatorul conic din figura 207, capabil să transmită o putere  $P = 2 \text{ kW}$ , la o turaţie  $n_1 = 2960 \text{ rot/min}$ , cu o gamă de reglare a turaţiei  $G = 2,5$ . Rola conducătoare este executată din textolit, iar conul din oţel.

### Rezolvare :

Se determină raza rolei conducătoare (v. tabelul 65) :

$$R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{ak}}\right)^2 \frac{cE_{red}}{\mu\psi_D} \frac{P}{n_1}} = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{1000}\right)^2 \cdot \frac{1,3 \cdot 0,1166 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 0,05} \cdot \frac{2}{2960}} \approx 5,7 \text{ cm,}$$

unde :  $\mu = 0,3$  (v. tabelul AI-76);  $\psi_D = 0,05$  (v. tabelul 65);  $c = 1,3$  (v. tabelul 64);  $\sigma_{ak} = 1000 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-19);

$$E_{red} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{6 \cdot 10^4 + 2,1 \cdot 10^6} = 0,1166 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2;$$

$E_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2$  şi  $E_2 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-18).

Lăţimea rolei :

$$B = \psi_D D_1 = 0,05 \cdot 11,4 \approx 0,6 \text{ cm.}$$

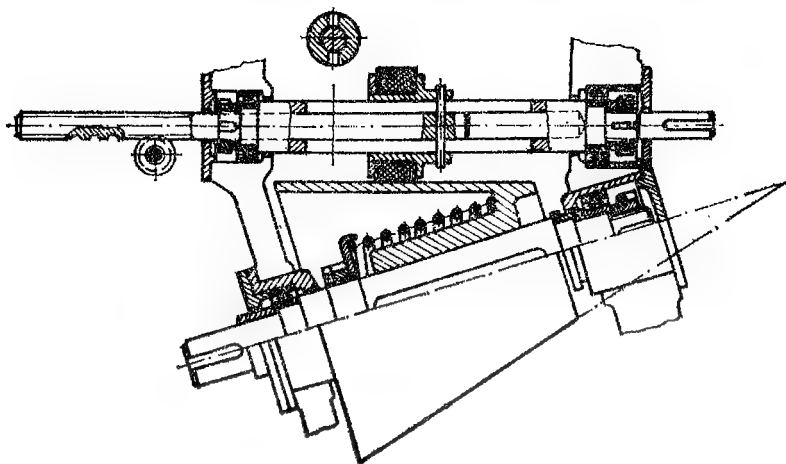


Fig. 207

Razele de contact limită ale roții conice :

$$r_{2min} = 0,4R_1 = 0,4 \cdot 5,7 \approx 2,3 \text{ cm};$$

$$r_{2max} = Gr_{2min} = 2,5 \cdot 2,3 = 5,75 \text{ cm}.$$

Forța de apăsare necesară :

$$Q = 95500 \frac{P}{n_1} \frac{c}{\mu R_1} \sin \frac{\alpha}{2} = 95500 \frac{2}{2960} \cdot \frac{1,3}{0,3 \cdot 5,7} \sin 60^\circ/2 \approx 25 \text{ daN}.$$

**337** Să se calculeze variatorul sferic din fig. 208. Se cunosc :  $P=75 \text{ W}$ ,  $n_1=1450 \text{ rot/min}$ ,  $n_{2min}=560 \text{ rot/min}$ ,  $n_{2max}=4200 \text{ rot/min}$ , materialul bilelor și conurilor fiind oțelul de rulmenți.

**Rezolvare :**

Se determină rapoartele de transmitere limită ale variatorului (v. tabelul 66) :

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2min}} = \frac{1450}{560} = 2,59; \quad i_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}} = \frac{1450}{4200} = 0,345.$$

Se verifică gama de reglare a turației :

$$G = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{4200}{560} = 7,5 < 9.$$

Se alege raza bilelor :

$$2r_b \leq \frac{84830}{n_1} = \frac{84830}{1450} = 58,5 \text{ mm},$$

adoptându-se  $2r_b = 50$  mm, conform STAS 5906-70.

Se adoptă distanța dintre axa conurilor și centrele bilelor :

$$c = 2,25 \cdot r_b = 2,25 \cdot 2,5 = 5,6 \text{ cm}$$

și semiunghiul conurilor de rostogolire :

$$\alpha = 45^\circ.$$

Se calculează unghiul de înclinare al axei bilelor, față de poziția neutră :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_{max} &= \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \frac{1 - i_{max}}{1 + i_{max}} = \frac{1}{\operatorname{tg} 45^\circ} \cdot \frac{1 - 2,59}{1 + 2,59} = \\ &= -0,442, \text{ rezultînd } \gamma_{max} = -23,88^\circ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_{min} &= \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \frac{1 - i_{min}}{1 + i_{min}} = \frac{1}{\operatorname{tg} 45^\circ} \frac{1 - 0,345}{1 + 0,345} = \\ &= 0,4869, \text{ rezultînd } \gamma_{min} = +25,96^\circ; \end{aligned}$$

se adoptă  $|\gamma_{max}| = \gamma_{min} = 26^\circ$ .

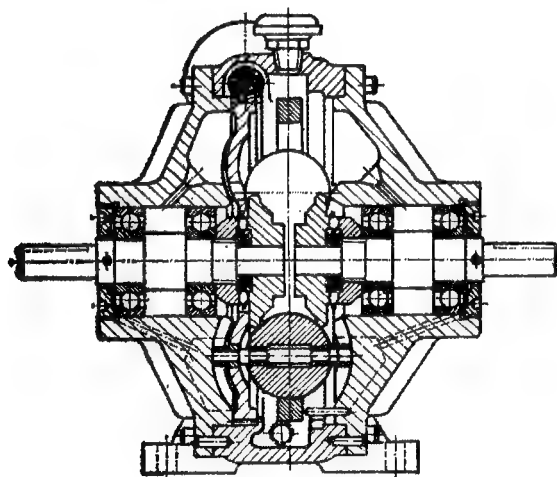


Fig. 208

Se calculează numărul maxim posibil de bile :

$$\begin{aligned} p_{max} &= \frac{180}{\operatorname{arc} \sin \frac{r_b}{c}} = \\ &= \frac{180}{\operatorname{arc} \sin \frac{2,5}{5,6}} = 6,79, \end{aligned}$$

adoptîndu-se numărul de bile al variatorului  $p = p_{min} = 3$ .

Se calculează raza de contact a conurilor

$$R = C - r_b \cos \alpha = 5,6 - 2,5 \cos 45^\circ = 3,83 \text{ cm.}$$

Distanța axială dintre punctele de contact ale conurilor

$$b = 2r_b \sin \alpha = 2 \cdot 2,5 \cdot \sin 45^\circ = 3,5 \text{ cm.}$$

Forța normală admisibilă, din punct de vedere al rezistenței la solicitarea de contact,

$$F_{n adm} = \frac{8 \rho_{red min}^2 \sigma_{ak}^3}{E^2} = \frac{8 \cdot 0,683^2 \cdot 30000^3}{(2,1 \cdot 10^6)^2} = 23 \text{ daN,}$$

unde :

$$r_{\min} = \frac{1}{\frac{\cos |\gamma_{\max}|}{R} + \frac{1}{r_b \cos(\alpha + |\gamma_{\max}|)}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{\cos 26^\circ}{3,83} + \frac{1}{2,5 \cos(45 + 26)}} = 0,683 \text{ cm};$$

$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-18).

Forța normală necesară transmiterii sarcinii date în tema de proiectare :

$$F_{n \text{ nec}} = \frac{c M_{11}}{R \mu p} = \frac{1,25 \cdot 5}{3,83 \cdot 0,04 \cdot 3} \approx 14 \text{ daN},$$

unde :  $c = 1,25$  (v. tabelul 64),  $\mu = 0,04$  (v. tabelul AI-76) și

$$M_{11} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{0,075}{1450} \approx 5 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Rezultă :

$$F_{n \text{ nec}} = 14 \text{ daN} < F_{n \text{ adm}} = 23 \text{ daN},$$

variatorul rezistind la solicitarea de contact.

Forța axială de apăsare necesară :

$$Q_{\text{nec}} = p F_{n \text{ nec}} \sin \alpha = 3 \cdot 14 \sin 45^\circ \approx 30 \text{ daN}.$$

**338** Variatorul toroidal din figura 209 transmite o putere  $P = 4,5 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1440 \text{ rot/min}$ . Cunoscând gama de reglare a turației

$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = 4$ , să se efectueze calculul cinematic și de rezistență. Rolele intermediare se execută din textolit și sînt în număr de două ( $p = 2$ ), talerele fiind executate din oțel.

**Rezolvare :**

Din tabelul AI-77 se alege : raza minimă de contact a talerelor  $r_{\min} = 50 \text{ mm}$ , raza de curbură a talerelor  $R_0 = 84 \text{ mm}$ , raza rolelor intermediare  $R_r = 64 \text{ mm}$ .

Se calculează raza maximă de contact a talerelor (v. tabelul 67)

$$r_{\max} = \sqrt{G} r_{\min} = \sqrt{4} \cdot 50 = 100 \text{ mm}.$$

Se stabilește distanța de la axa de rotație a talerelor la articulația axei rolei intermediare :

$$H = 1,25 r_{\max} = 1,25 \cdot 100 = 125 \text{ mm}.$$

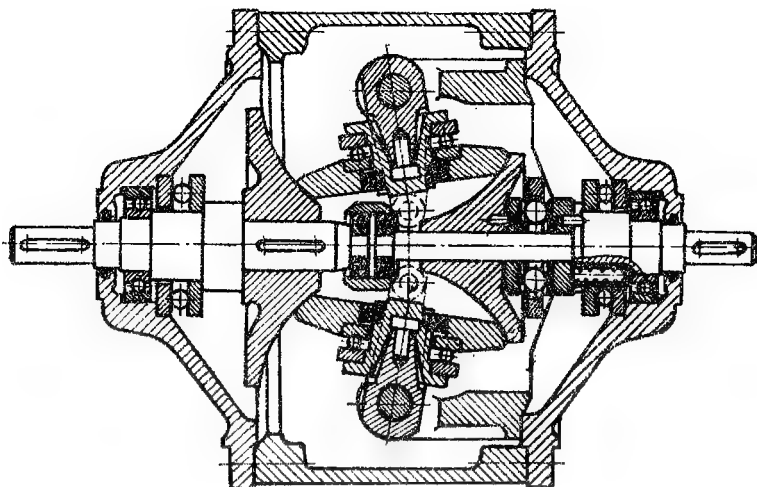


Fig. 209

Se calculează turațiile limită ale arborelui de ieșire :

$$n_{2\max} = n_1 \sqrt{G} = 1440 \sqrt{4} = 2880 \text{ rot/min} ; n_{2\min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}} = \frac{1440}{\sqrt{4}} = 720 \text{ rot/min.}$$

Se calculează turațiile limită ale rolei intermediare :

$$n_{3\max} = \frac{r_{1\max}}{R_r} n_1 = \frac{10}{6,4} \cdot 1440 = 2250 \text{ rot/min} ;$$

$$n_{3\min} = \frac{r_{1\min}}{R_r} n_1 = \frac{5}{6,4} \cdot 1440 = 1125 \frac{\text{rot}}{\text{min}}.$$

Forța tangențială maximă, la talerul conducător, corespunzătoare razei minime de contact :

$$F_{t\max1} = 95500 \frac{P}{n_1} \frac{1}{r_{1\min}} = 95500 \frac{4,5}{1440} \cdot \frac{1}{5} = 60 \text{ daN.}$$

Forța normală maximă dintre talerul conducător și o rolă intermediară :

$$F_{n\max1} = \frac{c F_{t\max1}}{p \mu} = \frac{2 \cdot 60}{2 \cdot 0,25} = 240 \text{ daN,}$$

unde :  $\mu = 0,25$  (v. tabelul AI-76) ;  $c = 2$  (v. tabelul 64).



Se calculează forțele necesare de apăsare (axiale) la cele două talere :

$$Q_1 = p F_{n \max 1} \sin \alpha_1 = 2 \cdot 240 \sin 26^\circ 45' = 216 \text{ daN}; Q_2 = Q_1 \frac{r_{\max}}{r_{\min}} = \\ = 216 \frac{10}{5} = 432 \text{ daN},$$

unde :

$$\cos \alpha_1 = \frac{H - r_{\min}}{R_0} = \frac{12,5 - 5}{84} = 0,892; \alpha_1 = 26^\circ 45'.$$

Se calculează forța axială de apăsare la rola intermediară :

$$Q_3 = F_{n \max 1} \cos \theta + \frac{Q_2}{p \sin \alpha_2} \cos \theta = 240 \cos 49^\circ 38' + \\ + \frac{432}{2 \sin 72^\circ 41'} \cos 49^\circ 38' = 302 \text{ daN},$$

unde :

$$\cos \alpha_2 = \frac{H - r_{\max}}{R_0} = \frac{12,5 - 10}{8,4} = 0,2976; \\ \alpha_2 = 72^\circ 41'; \sin \theta = \frac{R_r}{R_0} = \frac{6,4}{8,4} \approx 0,762; \theta = 49^\circ 38'.$$

Se verifică variatorul la solicitarea de contact :

$$\sigma_{k \max} = \sqrt{\frac{0,35 F_{n \max 1}}{B \left( \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_3} \right)} \cdot \frac{r_{\min} + R_0}{r_{\min} R_0}} = \\ = \sqrt{\frac{0,35 \cdot 240}{2 \left( \frac{1}{2,1 \cdot 10^6} + \frac{1}{6 \cdot 10^4} \right)} \cdot \frac{5 + 8,4}{5 \cdot 8,4}} = 884 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak} = \\ = (800 \dots 1000) \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$B = 0,2 r_{\max} = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ cm}; E_1 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tab. AII-18); } \\ E_3 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tab. AII-18).}$$

Unghiul canalului dispozitivului de apăsare cu bile :

$$\operatorname{tg} \gamma_0 = \frac{M_{t2}}{Q_2 r} = \frac{573}{432 \cdot 3} = 0,442; \gamma_0 = 23^\circ 50',$$

unde :  $M_{t2} = 95500 \frac{P}{n_1} i \eta = 95500 \frac{4,5}{1440} 2 \cdot 0,96 = 573 \text{ daN/cm}^2$ ;

$\eta = 0,96$  (v. tabelul 67);  $r = 30 \text{ mm}$  (adoptat constructiv);

$i = \sqrt{G} = \sqrt{4} = 2$ . Se adoptă bile cu  $\varnothing 7$  (STAS 5906-70).

**339** Să se efectueze calculul geometric și de rezistență al variatorului din figura 210. Se cunosc :  $P = 20 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 1460 \text{ rot/min}$ ,  $G = 4,5$ ,  $n_{\text{gmina}} = 375 \text{ rot/min}$ ,  $z_1 = 35$  și  $z_{\text{int}} = 25$ .

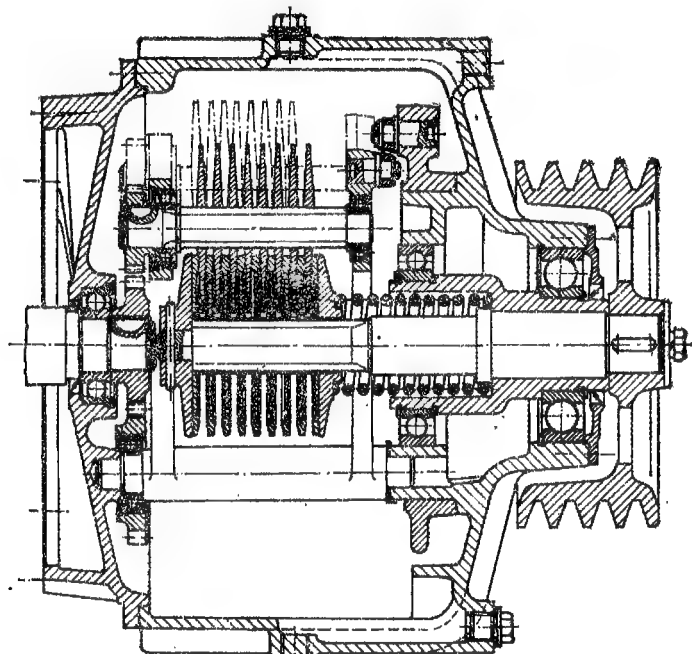


Fig. 210

**Rezolvare :**

*Determinarea dimensiunilor discurilor de fricțiune.*

Se determină momentul de torsiune la arborele de intrare :

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{20}{1460} = 1308 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Momentul de torsiune la unul din arborii intermediari :

$$M_{t \text{ int}} = \frac{M_{t1}}{p} i_a \eta_a^2 = \frac{1308}{3} \cdot 0,714 \cdot 0,96^2 = 287 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $i_a = \frac{z_{int}}{z_1} = \frac{25}{35} = 0,714$ ;  $p = 3$  (v. tabelul 68);  $\eta_a = 0,96$

(v. tabelul 68).

Se determină turația arborilor intermediari

$$n_{int} = \frac{n_1}{i_a} = \frac{1460}{0,714} = 2045 \text{ rot/min}$$

și turația maximă a arborelui de ieșire

$$n_{2max} = n_{2min} G = 375 \cdot 4,5 = 1688 \text{ rot/min.}$$

Se calculează rapoartele de transmitere limită dintre arborele intermediar și arborele de ieșire

$$i_{max} = \frac{n_{int}}{n_{2min}} = \frac{2045}{375} = 5,45; \quad i_{min} = \frac{n_{int}}{n_{2max}} = \frac{2045}{1688} = 1,21.$$

Se determină momentul de torsiune maxim la arborele de ieșire :

$$M_{t2max} = p M_{tint} i_{max} \eta = 3 \cdot 287 \cdot 5,45 \cdot 0,98 = 4599 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $\eta = 0,98$  (v. tabelul 68).

Diametrul interior al porțiunii canelate a arborelui intermediar :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tint}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{287}{0,2 \cdot 150}} \approx 2,14 \text{ cm},$$

unde :  $\tau_{at} = 150 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul 68). Se adoptă un arbore canelat  $32 \times 26 \times 6$ , STAS 1769-68.

Diametrul arborelui condus :

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2max}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{4599}{0,2 \cdot 150}} \approx 5,5 \text{ cm.}$$

În funcție de  $d_2$  calculat, din STAS 1004-71, se aleg dimensiunile secțiunii penei paralele montate pe acest arbore :  $b = 16 \text{ mm}$ ,  $h = 10 \text{ mm}$ .

Se stabilesc razele de contact ale discurilor conice (minimă și maximă) :

$$r_{1min} = 1,1 \left( \frac{D}{2} + \delta_1 \right) = 1,1 \left( \frac{3,2}{2} + 0,3 \right) = 2,1 \text{ cm};$$

$$r_{1max} = r_{1min} G = 2,1 \cdot 4,5 \approx 9,5 \text{ cm},$$

unde :  $D = 32 \text{ mm}$  (conform STAS 1769-68);  $\delta_1 = 3 \text{ mm}$  (v. tabelul 68).

Se calculează lungimea liniei de contact a corpurilor de fricțiune :

$$B = 2 \left( r_{1min} - \frac{D}{2} - \delta_1 \right) = 2 \left( 2,1 - \frac{3,2}{2} - 0,3 \right) = 0,4 \text{ cm.}$$

Raza exterioară a discurilor conice :

$$R_1 = r_{1max} + \delta_2 = 9,5 + 0,3 = 9,8 \text{ cm,}$$

unde :

$$\delta_2 = \frac{B}{2} + 1\text{mm} = \frac{0,4}{2} + 0,1 = 0,3 \text{ cm.}$$

Raza exterioară a discurilor de fricțiune conduse :

$$R_2 = R_1 + \Delta_1 + \delta_3 - \left( \frac{D}{2} + \delta_1 \right) = 9,8 + 3,25 + 0,2 - \left( \frac{3,2}{2} + 0,3 \right) = 11,35 \text{ cm,}$$

unde :  $\Delta_1 = \frac{d_2 + h}{2} = \frac{5,5 + 1}{2} = 3,25 \text{ cm}$  ;  $\delta_3 = 2 \text{ mm}$  (v. tabelul 68) ;  
 $h = 10 \text{ mm}$  (v. STAS 1004-71).

Raza medie de contact a discurilor conduse :

$$r_2 = R_2 - \frac{B}{2} = 11,35 - \frac{0,4}{2} = 11,15 \text{ cm.}$$

Raza interioară a carcasei variatorului :

$$R_c = r_2 + 2r_{1max} + \delta_2 + \delta_4 = 11,15 + 2 \cdot 9,5 + 0,3 + 0,8 = 31,25 \text{ cm,}$$

unde :  $\delta_4 = 8 \text{ mm}$  (v. tabelul 68).

Grosimea medie a discului condus :

$$b_1 = b_2 - b_3 = 1 - 0,2 = 0,8 \text{ cm,}$$

unde :  $b_2 = 10 \text{ mm}$  și  $b_3 = 2 \text{ mm}$ , au fost alese constructiv.

*Alegerea dimensiunilor roților dințate, care realizează legătura dintre arborele intermediar și arborele de intrare*

Se stabilește distanța minimă necesară dintre axele roților, montate pe arborele conducător și intermediar, în cazul apropierii maxime a acestor arbori :

$$A_{min} = R_2 + \frac{D}{2} + \delta_1 = 11,35 + \frac{3,2}{2} + 0,3 \approx 13,25 \text{ cm.}$$

Se calculează diametrul cercului de divizare al roții dințate montată pe arborele intermediar :

$$D_{d \text{ int}} = mz_{\text{int}} = 0,4 \cdot 25 = 10 \text{ cm},$$

cu  $m = 4 \text{ mm}$  (adoptat constructiv).

Se verifică existența jocului dintre vîrfurile dinților roților montate pe arborele conducător și, respectiv, intermediar, la apropierea maximă a celor doi arbori :

$$\Delta = A_{\text{min}} - 2m - D_{d \text{ int}} \frac{i_a + 1}{2i_a} = 13,25 - 2 \cdot 0,4 - 10 \frac{0,714 + 1}{2 \cdot 0,714} = 0,45 \text{ cm}.$$

Diametrul cercului de divizare al roții dințate montată pe arborele conducător :

$$D_{a1} = D_{d \text{ int}}/i_a = 10/0,714 = 14 \text{ cm}.$$

Se adoptă diametrul cercului de divizare al roții parazite :  $D_{ap} = D_{a1} = 14 \text{ cm}$ , obținîndu-se distanțele dintre axele roților :

$$A_1 = \frac{D_{d \text{ int}} + D_{ap}}{2} = \frac{10 + 14}{2} = 12 \text{ cm};$$

$$A_2 = \frac{D_{a1} + D_{ap}}{2} = \frac{14 + 14}{2} = 14 \text{ cm}.$$

Numărul de dinți al roții parazite :

$$z_p = \frac{D_{ap}}{m} = \frac{14}{0,4} = 35.$$

*Calculul de verificare al discurilor de fricțiune, la solicitarea de contact*

Se calculează forța tangențială maximă :

$$F_{t \text{ max1}} = \frac{M_{t \text{ int}}}{2zr_{1 \text{ min}}} = \frac{287}{2 \cdot 4 \cdot 2,1} = 17 \text{ daN}.$$

Forța normală maximă :

$$F_{n \text{ max1}} = \frac{cF_{t \text{ max1}}}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 17}{0,035} = 583 \text{ daN},$$

unde :  $\mu = 0,035$  (v. tabelul AI-76) și  $c = 1,2$  (v. tabelul 64).

Forța de apăsare axială :

$$Q = pF_{n \text{ max1}} \cos \gamma = 3 \cdot 583 \cos 2^\circ = 1799 \text{ daN},$$

cu :  $\gamma = 2^\circ$  (v. tabelul 68).

Se verifică efortul unitar efectiv de contact :

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{F_{n \max} E}{B} \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}} = 0,418 \sqrt{\frac{583 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,4} \cdot \frac{60 + 319,5}{60 \cdot 319,5}} = 3254 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak} = 5000 \text{ daN/cm}^2,$$

unde :

$$\rho_1 = \rho_{1\min} = \frac{r_{1\min}}{[\sin \gamma]} = \frac{2,1}{\sin 2^\circ} \approx 60 \text{ cm}; \quad \rho_2 = \frac{r_2}{\sin \gamma} = \frac{11,15}{\sin 2^\circ} = 319,5 \text{ cm}.$$

**340** Să se calculeze variatorul cu cunuri deplasabile și inel rigid (fig. 211), capabil să transmită puterea  $P=2,8 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1440 \text{ rot/min}$  și cu o gamă de reglare a turației  $G = 6,25$ . Inelul se execută din oțel cu  $\sigma_{ak} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ .

### Rezolvare :

Se calculează turațiile la arborele de ieșire (v. tabelul 69) :

$$n_{2 \max} = n_1 \sqrt{G} = 1440 \sqrt{6,25} = 3600 \text{ rot/min};$$

$$n_{2 \min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}} = \frac{1440}{\sqrt{6,25}} = 576 \text{ rot/min}.$$

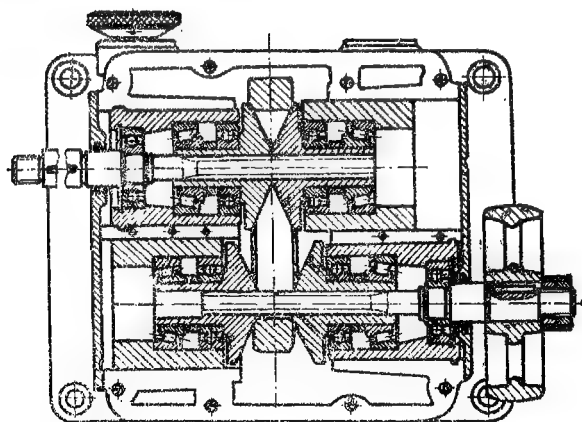


Fig. 211

Rapoartele de transmitere limită :

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2 \min}} = \frac{1440}{576} = 2,5;$$

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2 \max}} = \frac{1440}{3600} = 0,4.$$

Se calculează momentul de torsiune maxim la arborele condus :

$$M_{t2 \max} = 95500 \frac{P}{n_{2 \min}} \eta =$$

$$= 95500 \frac{2,8}{576} \cdot 0,85 = 395 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde  $\eta = 0,85$  (v. tabelul 69).

Se determină diametrul arborelui condus :

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2 \max}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{395}{0,2 \cdot 150}} \approx 2,4 \text{ cm},$$

adoptîndu-se  $d_2 = 24 \text{ mm}$ .

Se adoptă raza minimă de contact  $r_{\min} = d_2 = 24 \text{ mm}$  și se calculează raza maximă de contact :

$$r_{\max} = r_{\min} \sqrt{G} = 24 \sqrt{6,25} = 60 \text{ mm}.$$

Se adoptă diametrele limită ale conurilor :

$$D_2 = 2r_{\max} + 15 \text{ mm} = 2 \cdot 60 + 15 = 135 \text{ mm}; D_1 = 2r_{\min} - 15 \text{ mm} = \\ = 2 \cdot 24 - 15 = 33 \text{ mm}.$$

Se adoptă distanța dintre axe :

$$A = 1,15 D_2 = 1,15 \cdot 135 = 155 \text{ mm}.$$

Forța tangențială maximă :

$$F_{t \max} = \frac{M_{t2 \max}}{r_{\max}} = \frac{395}{6} = 66 \text{ daN}$$

și forța normală maximă dintre inel și un con de pe arborele de ieșire :

$$F_{n \max} = \frac{c F_{t \max}}{2\mu} = \frac{1,35 \cdot 66}{2 \cdot 0,2} = 223 \text{ daN},$$

unde :  $c = 1,35$  (v. tabelul 64);  $\mu = 0,2$  (v. tabelul AI-76).

Forța axială de apăsare maximă

$$Q_{\max} = F_{n \max} \sin \alpha/2 = 223 \sin \frac{130^\circ}{2} = 202 \text{ daN}.$$

Lățimea de contact dintre inel și con se determină din condiția de rezistență la contact :

$$B = \left( \frac{0,418}{\sigma_{ak}} \right)^2 \frac{F_{n \max}}{\rho_{red}} E_{red} = \left( \frac{0,418}{6000} \right)^2 \cdot 223 \cdot 0,1339 \cdot 2,1 \cdot 10^3 = 0,304 \text{ cm},$$

unde :

$$E_{red} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2 \text{ (v. tabelul AII-18);}$$

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{5,7} - \frac{1}{24,1} = 0,1339 \text{ cm}^{-1};$$

$$\rho_1 = \frac{r_{min}}{\cos \alpha/2} = \frac{2,4}{\cos 130^\circ/2} \approx 5,7 \text{ cm};$$

$$\rho_2 = \left( r_{min} + \frac{A}{2} \right) \frac{1}{\cos \alpha/2} = \left( 2,4 + \frac{15,5}{2} \right) \frac{1}{\cos \frac{130^\circ}{2}} = 24,1 \text{ cm.}$$

Deplasarea axială maximă a conurilor mobile :

$$X = \frac{d_{max} - d_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{180 - \alpha}{2} = \frac{2 \cdot 6 - 2 \cdot 2,4}{2} \operatorname{tg} \frac{180^\circ - 130^\circ}{2} = 1,69 \text{ cm.}$$

**341** Să se dimensioneze variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală normală (fig. 212), capabilă să transmită puterea  $P = 2,2$  kW, la o turație  $n_1 = 750$  rot/min. Se cunosc turațiile limită la arborele de ieșire  $n_{2min} = 375$  rot/min și  $n_{2max} = 1500$  rot/min. Încărcarea este constantă, instalația funcționând într-un singur schimb. Variatorul antrenează un transportor cu bandă, fiind antrenat la rîndul său de un motor de curent alternativ cu moment de pornire ridicat.

**Rezolvare :**

Gama de reglare a turației (v. tabelul 70) :

$$G = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{1500}{375} = 4.$$

Se stabilesc rapoartele de transmitere limită :

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2min}} = \frac{750}{375} = 2; \quad i_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}} = \frac{750}{1500} = 0,5.$$

Se alege o curea trapezoidală tip B  $17 \times 11$ , STAS 1164-71 și un diametru minim de contact  $d_{min} = 200$  mm, conform STAS 1162-67.

Se calculează diametrul maxim de contact :

$$d_{max} = i_{max} d_{min} = 2 \cdot 200 = 400 \text{ mm.}$$



Se alege o distanță preliminară dintre axe :

$$A = 0,8 (d_{min} + d_{max}) = 0,8 (200 + 400) = 480 \text{ mm},$$

conform prevederilor STAS 1163-71.

Se calculează unghiul dintre ramurile curelei :

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_{max} - d_{min}}{2A} \approx 57,3 \frac{d_{max} - d_{min}}{A} = 57,3 \frac{400 - 200}{480} = 23^{\circ}53',$$

și unghiul de înfășurare minim :

$$\beta_{min} = 180^{\circ} - \gamma = 180^{\circ} - 23^{\circ}53' = 156^{\circ}7'.$$

Se calculează lungimea primitivă a curelei :

$$\begin{aligned} L_p &= 2A + \pi \frac{d_{min} + d_{max}}{2} + \frac{(d_{max} - d_{min})^2}{4A} = \\ &= 2 \cdot 480 + 3,14 \frac{200 + 400}{2} + \\ &+ \frac{(400 - 200)^2}{4 \cdot 480} = 1922,83 \text{ mm}, \end{aligned}$$

rotunjindu-se la valoarea standardizată  $L_p = 2000 \text{ mm}$  (conform STAS 1164-71).

Se calculează distanța dintre axe definitivă :

$$\begin{aligned} A &= p + \sqrt{p^2 - q} = 264,2 + \\ &+ \sqrt{264,2^2 - 5000} = 518,76 \text{ mm}, \end{aligned}$$

unde :  $p = 0,25 L_p - 0,393 (d_{min} + d_{max}) =$   
 $= 0,25 \cdot 2000 - 0,393 (200 + 400) =$   
 $= 264,2 \text{ mm};$

$$\begin{aligned} q &= 0,125 (d_{max} - d_{min})^2 = \\ &= 0,125 (400 - 200)^2 = 5000 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Se verifică viteza periferică maximă a curelei :

$$v_{max} = \frac{\pi d_{max} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 15,7 \text{ m/s} < v_a = 30 \text{ m/s}.$$

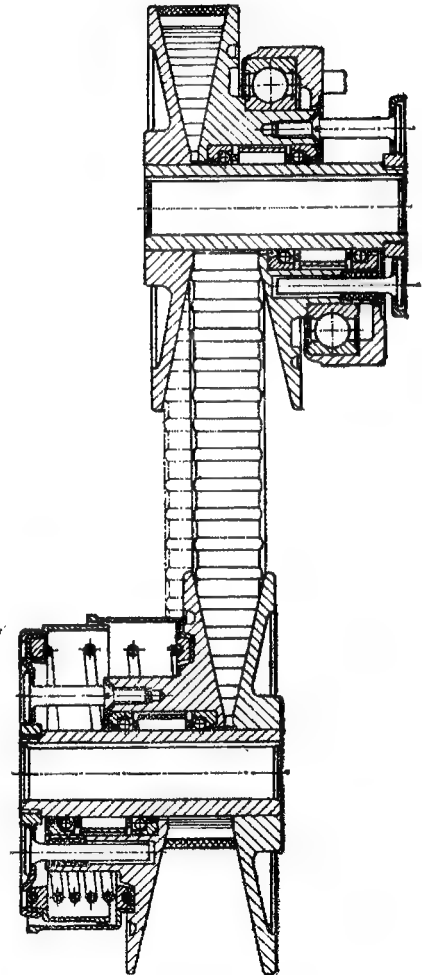


Fig. 212

Se verifică dacă cureaua poate transmite puterea dată :

$$P_{max} = z c_L c_\beta P_0 / c_f = 1 \cdot 0,98 \cdot 0,94 \cdot 3,48 / 1,1 = 2,9 \text{ kW} > P = 2 \text{ kW},$$

unde :  $c_f = 1,1$  (v. tabelul 3 din STAS 1163-71);  $c_L = 0,98$  (v. tabelul 4 din STAS 1163-71);  $c_\beta = 0,94$  (v. tabelul 5 din STAS 1163-71);  $P_0 = 3,48 \text{ kW}$  (v. tabelul 10 din STAS 1163-71);  $z = 1$  (variatorul ales are o singură curea).

Se verifică frecvența încovoierilor curelei :

$$f = \chi \frac{v_{max}}{L_p} \cdot 10^3 = 2 \frac{15,7}{2000} \cdot 10^3 = 15,7 < 40.$$

Se calculează forța periferică transmisă :

$$F_{t \min} = 10^2 \frac{P}{v_{max}} = 10^2 \frac{2,2}{15,7} = 14 \text{ daN},$$

$$F_{t \max} = 10^2 \frac{P}{v_{\min}} = 10^2 \frac{2,2}{7,85} = 28 \text{ daN},$$

$$\text{unde : } v_{\min} = \frac{\pi d_{\min} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 7,85 \text{ m/s}.$$

Forța de întindere a curelei :

$$S_a = 1,75 F_{t \max} = 1,75 \cdot 28 = 49 \text{ daN}.$$

Se calculează forța de apăsare axială maximă :

$$Q_{max} = \frac{c F_{t \max}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1,4 \cdot 28}{2 \cdot 0,3} \cos \frac{40^\circ}{2} = 64 \text{ daN}$$

și minimă :

$$Q_{\min} = \frac{c F_{t \min}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1,4 \cdot 14}{2 \cdot 0,3} \cdot \cos \frac{40^\circ}{2} = 32 \text{ daN},$$

unde :  $\mu = 0,3$  (v. tabelul AI-76);  $c = 1,4$  (v. tabelul 64);  $\alpha = 40^\circ$ .

Forța de apăsare pe arbori :

$$R = 2 A_c \sigma_0 \sin \frac{\beta_{\min}}{2} = 2 \cdot 1,43 \cdot 12 \cdot \sin \frac{156^\circ 7'}{2} \approx 8 \text{ daN},$$

unde :  $\sigma_0 = 12 \text{ daN/cm}^2$ ;  $A_c = \left( a - h \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) h = \left( 1,7 - 1,1 \operatorname{tg} \frac{40^\circ}{2} \right) 1,1 = 1,43 \text{ cm}^2$ ;  $a = 17 \text{ mm}$  și  $h = 11 \text{ mm}$  (conform STAS 1164-71).

Deplasarea axială maximă a conului mobil :

$$X = \frac{d_{max} - d_{min}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{400 - 200}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{40^\circ}{2} = 36,4 \text{ mm.}$$

Dimensiunile conurilor :

$$D_1 = d_{min} - 2(h - b) - 3 \text{ mm} = 200 - 2(11 - 4,1) - 3 \approx 183 \text{ mm};$$

$$D_2 = d_{max} + 2b + 10 \text{ mm} = 400 + 2 \cdot 4,1 + 10 \approx 418 \text{ mm}$$

și  $b = 4,1 \text{ mm}$  (conform STAS 1164-71).

**342** Să se calculeze transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice a unui transportor. Se cunosc :  $P = 7,5 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$ ,  $n_2 = 350 \text{ rot/min}$ , materialele roților — textolit pe oțel. Se aleg :  $c = 1,35$ ,  $\psi_A = 0,3$ ,  $\sigma_{ak} = 1000 \text{ daN/cm}^2$ ,  $E_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2$  și  $E_2 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ .

**343** Să se determine puterea pe care o poate transmite transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice și forța necesară de apăsare. Se cunosc :  $n_1 = 2860 \text{ rot/min}$ ,  $R_1 = 2 \text{ cm}$ ,  $R_2 = 8 \text{ cm}$ ,  $B = 2 \text{ cm}$ ,  $i = 4$ ,  $c = 1,25$ ,  $\mu = 0,25$ . Rola conducătoare este confecționată din textolit, cu  $E_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2$  și  $\sigma_{ak} = 800 \text{ daN/cm}^2$ , iar rola condusă din oțel.

**344** Să se verifice, la solicitarea de contact, transmisia cu roți cu fricțiune cu caneluri circulare, cunoscându-se :  $P = 6 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$ ,  $i = 4,5$ ,  $A = 150 \text{ mm}$ ,  $z = 4$ ,  $c = 1,2$ ; materialul roților — oțel, cu  $\sigma_{ak} = 7000 \text{ daN/cm}^2$ . Transmisia funcționează fără ungere ( $\mu = 0,2$ ). Să se calculeze și forța de apăsare necesară.

**345** Să se verifice transmisia cu roți cu fricțiune conice, la care  $P = 1,5 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 2960 \text{ rot/min}$ ,  $i = 2,5$ , materialul roților — oțel, cu  $\sigma_{ak} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ ,  $\mu = 0,05$  și  $c = 1,75$ . Diametrele maxime ale roților au valorile  $D_1 = 8 \text{ cm}$  și  $D_2 = 20 \text{ cm}$ , iar  $B = 3,25 \text{ cm}$ . Să se calculeze semiunghiurile conurilor de rostogolire și forțele de apăsare necesare.

**346** Să se verifice dacă variatorul frontal din fig. 213, având raza rolei conducătoare  $R_1 = 10 \text{ cm}$ , poate transmite puterea  $P = 5 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1500 \text{ rot/min}$ . Se adoptă :  $c = 1,2$ ,  $\mu = 0,25$ ,  $\sigma_{ak} = 1000 \text{ daN/cm}^2$ ,  $B = 5 \text{ mm}$ . Rola se execută din textolit, iar discul din oțel. Să se calculeze și forța necesară de apăsare.

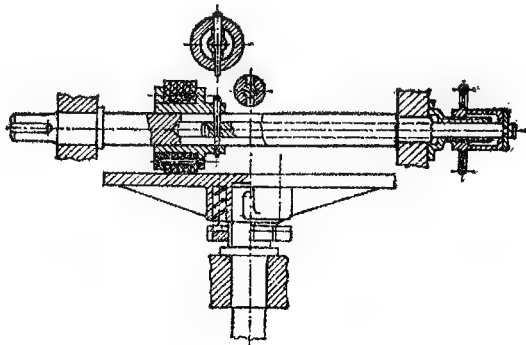


Fig. 213

**347** Să se verifice dacă un variator conic este capabil să transmită puterea  $P = 2 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$ . Se cunosc:  $\frac{\alpha}{2} = 30^\circ$ ,  $B = 6 \text{ mm}$ ,  $R_1 = 60 \text{ mm}$ ; materialul corpurilor de rostogolire-

oțel, cu duritate de 320 HB. Se alege  $c = 1,2$ ,  $\mu = 0,2$ . Să se calculeze și forța de apăsare necesară.

**348** La variatorul din problema 337, să se calculeze numărul de bile necesar pentru a transmite puterea  $P = 150 \text{ W}$ .

**349** Variatorul toroidal din transmisia unei benzi transportoare trebuie să transmită o putere  $P = 2,5 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 840 \text{ rot/min}$ . Se cunosc:  $R_0 = 87 \text{ mm}$ ,  $r_{min} = 45 \text{ mm}$ ,  $r_{max} = 100 \text{ mm}$ ,  $B = 18 \text{ mm}$ . Materialul rolelor — în număr de două ( $p = 2$ ) — este textolit, iar materialul talerelor: OLC 45. Să se verifice variatorul la solicitarea de contact, dacă  $c = 2$  și  $\mu = 0,25$ .

**350** Să se determine forțele de apăsare necesare, la variatorul toroidal care transmite o putere  $P = 3 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$ , avind gama de reglare  $G = 6,25$ . Se adoptă:  $c = 1,25$ ,  $p = 2$ ,  $\mu = 0,3$ .

**351** Să se verifice, la solicitarea de contact, variatorul multidisc care transmite puterea  $P = 15 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1460 \text{ rot/min}$ . Variatorul are  $p = 3$  arbori intermediari, pe fiecare fiind montate  $z = 4$  discuri din oțel, avind raza de contact minimă  $r_{1min} = 20 \text{ mm}$ ; raza medie de contact a discurilor conduse  $r_2 = 80 \text{ mm}$ . Se adoptă:  $c = 1,2$ ,  $\mu = 0,03$ ,  $i_a = 0,8$ ,  $B = 4 \text{ mm}$ ,  $\gamma = 2^\circ$ ,  $\eta_a = 0,97$ ,  $\sigma_{ak} = 5000 \text{ daN/cm}^2$ .

**352** Să se calculeze elementele geometrice și cinematice ale variatorului multidisc, la care se cunosc: gama de reglare a turației  $G = 4$ , turația la arborii discurilor conducătoare  $n_{int} = 1800 \text{ rot/min}$ , raza minimă de contact a discurilor conducătoare  $r_{1min} = 20 \text{ mm}$  și raza medie de contact a discurilor conduse  $r_2 = 100 \text{ mm}$ .

**353** Să se verifice variatorul cu conuri deplasabile și inel rigid, la care se cunosc: puterea de transmis  $P = 2,2 \text{ kW}$ , turația la intrare  $1440 \text{ rot/min}$ , gama de reglare  $G = 6,25$ , raza de contact minimă  $r_{min} = 25 \text{ mm}$ , lungimea liniei de contact dintre inel și conuri  $B = 5 \text{ mm}$ ,  $c = 1,3$ ,  $\mu = 0,2$  și  $\sigma_{ak} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ .

**354** Variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală din figura 212 transmite o putere  $P = 4 \text{ kW}$ , la o turație  $n_1 = 1440 \text{ rot/min}$ , avind o gamă de reglare a turației  $G = 4$ . Se mai cunosc: diametrul de contact minim  $d_{min} = 180 \text{ mm}$ ,  $c = 1,35$ ,  $\mu = 0,3$ . Se cere să se efectueze calculul cinematic și geometric al variatorului și să se determine forțele de apăsare maximă și minimă, necesare dimensionării dispozitivului de apăsare.

## TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

*Transmisia cu roți dințate* \*) este un mecanism elementar format din două roți dințate conjugate, mobile în jurul a două axe — cu poziție relativă invariabilă — care transmite mișcarea prin intermediul dinților aflați, succesiv, în contact. Angrenajele se întrebuintează — pe scară largă — în construcția de mașini pentru transmiterea mișcării de rotație între arbori cu axe paralele, concurente și încrucișate și, de asemenea, pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație și invers.

## NOTAȚII FOLOSITE

- $A, A_0, A_\Sigma$  — distanța dintre axe, distanța dintre axele de referință, respectiv distanța dintre axe a angrenajului echivalent;
- $B_1, B_2$  — lățimea pinionului, respectiv a roții dințate;
- $c_i$  — coeficientul de siguranță la solicitarea de încovoiere;
- $c_f$  — coeficientul de formă al danturii;
- $D_a, D_r, D_e, D_i, D_b$  — diametrul de divizare, rostogolire, de cap, de picior, respectiv de bază;
- $D_{a\Sigma}, D_{e\Sigma}, D_{b\Sigma}$  — diametrul de divizare, de cap, respectiv de bază a roților angrenajului echivalent;
- $E$  — modulul de elasticitate;
- $F_t, F_r, F_a$  — forța tangențială, radială și respectiv axială;
- $i, i_z$  — raportul de transmitere, respectiv raportul de angrenare;
- $k_c, k_i, k'_c, k'_i$  — coeficientul de corecție al sarcinii pentru solicitarea de contact, respectiv de încovoiere; preliminar, respectiv calculat pentru cazul concret;
- $k_m$  — coeficientul de corecție al sarcinii pentru angrenajul melcat;
- $k_r, k_a$  — coeficientul de repartiție al sarcinii pe dinte, respectiv coeficientul dinamic;
- $k_{rm}, k_{am}$  — coeficientul de repartiție al sarcinii pe dinte, respectiv coeficientul dinamic pentru angrenajele melcate;
- $k_1, k'_1$  — coeficientul de regim pentru solicitarea de contact, respectiv pentru solicitarea de încovoiere;
- $k_{1m}, k'_{1m}$  — coeficientul de regim pentru angrenajele melcate;
- $k_\varepsilon$  — coeficientul gradului de acoperire;

---

\*) Angrenajul.

$k_\sigma$  — coeficientul efectiv de concentrare a eforturilor la baza dintelui;  
 $L$  — lungimea generatoarei conului de divizare;

$M_t, \left(\frac{P}{n}\right)$  — momentul de torsiune, respectiv raportul dintre puterea  $P$  și turația  $n$ ;

$N_c, N_{cB}$  — numărul ciclurilor de funcționare, respectiv de bază;

$q$  — coeficientul diametral al melcului;

$v$  — viteza periferică a roții dințate;

$z, z_1, z_2$  — numărul de dinți: total, al pinionului, al roții;

$z_\Sigma$  — numărul de dinți al roții echivalente \*);

$\theta$  — coeficientul de deformare al melcului;

$\psi_A, \psi_L, \psi_D$  — coeficientul de lățime al danturii  $\left(\psi_A = \frac{B}{A}; \psi_L = \frac{B}{L}; \right.$

$$\left. \psi_D = \frac{B}{D_a}\right);$$

$\xi, \tau$  — deplasarea specifică de profil, radială, respectiv tangențială\*\*);

$\beta_d, \beta_{dm}$  — unghiul de înclinare de divizare la roțile dințate cilindrice cu dinți înclinați, respectiv unghiul de înclinare de divizare în secțiunea medie la roțile dințate conice cu dinți înclinați sau curbi;

$v_\beta$  — coeficient de corecție pentru calculul de rezistență al roților dințate conice cu dinți înclinați sau curbi;

$\sigma_{-1}$  — rezistența la oboseală a materialului;

$\sigma_{ac}, \sigma_{ac0}$  — rezistența admisibilă la solicitarea de contact, respectiv rezistența admisibilă corespunzătoare numărului ciclurilor de bază;

$\sigma_{at}$  — rezistența admisibilă la solicitarea de încovoiere.

Indicele 1 se referă la pinion (roata dințată mică), iar indicele 2 la roata dințată (mare) a angrenajului, notațiile fiind aceleași, atât pentru pinion cât și pentru roată.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

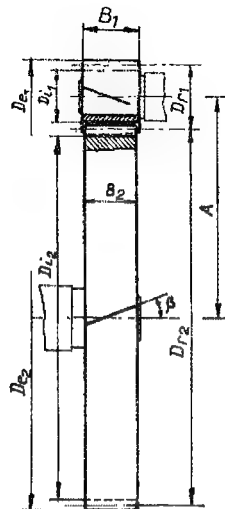
Elementele geometrice ale angrenajelor cilindrice, conice și melcate se calculează conform relațiilor și indicațiilor prezentate în tabelele 71—75 [12—14, 21, 41, 55].

Calculul de rezistență al angrenajelor — la fel ca la toate organele de mașini — trebuie să se bazeze pe cauzele care pot conduce la scoaterea din funcțiune a acestora. Aceste cauze — la angrenaje — pot fi împărțite în două categorii: cauze care duc la *distrugerea flancurilor dinților* și cauze care duc la *ruperea dinților*. ☼

\*) Pentru roțile cilindrice cu dinți înclinați și roțile conice.

\*\*) Deplasarea specifică tangențială pentru roțile conice.

Calculul geometrie al angrenajului cilindric exterior, cu dantura dreaptă și înclinată  
[12, 13, 21, 41]



Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Unghiul de înclinare de referință, $\beta_0$	$\beta_0 = 0$	$\beta_0 \neq 0$
Profilul de referință (STAS 821-61)		
Unghiul (normal) profilului de referință, $\alpha_0$ ( $\alpha_{0n}$ )	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_{0n} = 20^\circ$
Coefficientul (normal) profilului capului de referință, $f_0$ ( $f_{0n}$ )	$f_0 = 1$	$f_{0n} = 1$
Coefficientul (normal) jocului de referință la fund, $w_0$ ( $w_{0n}$ )	$w_0 = 0,25$	$w_{0n} = 0,25$
Modulul, $m$ — normal, $m_n$ — frontal, $m_f$	Conform STAS 822-61 $m = m_n = m_f$	
Numărul de dinți al roților, $z_{1(2)}$	$z_2 = t_z z_1$	
Unghiul frontal al profilului de referință, $\alpha_{0f}$	$\alpha_{0f} = \alpha_0$	$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \operatorname{tg} \alpha_{0n} / \cos \beta_0$

Tabelul 71 (continuare)

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Distanța dintre axe, de referință, $A_0$	$A_0 = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$	$A_0 = \frac{1}{2} m_f (z_1 + z_2) =$ $= \frac{1}{2} \frac{m_n}{\cos \beta_0} (z_1 + z_2)$
Unghiul de angrenare, $\alpha_r$ ( $\alpha_{rf}$ )	$\text{ev } \alpha_r = 2 \frac{\xi_1 + \xi_2}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha_0 + \text{ev } \alpha_0$	$\text{ev } \alpha_{rf} = 2 \frac{\xi_{n1} + \xi_{n2}}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha_{0n} + \text{ev } \alpha_{0f}$
Distanța dintre axe, $A$	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r}$	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{rf}}$
Deplasările specifice de profil, $\xi_{1(2)}$ , $\xi_{n1(2)}$ (pentru angrenajul zero $\xi_1 = \xi_2 = 0$ , respectiv $\xi_{n1} = \xi_{n2} = 0$ )	Pentru angrenajul zero deplasat	
	$\xi_1 = -\xi_2$	$\xi_{n1} = -\xi_{n2}$
	Pentru angrenajul deplasat	
	$\xi_1 + \xi_2 = \frac{\text{ev } \alpha_r - \text{ev } \alpha_0}{2 \text{tg } \alpha_0} (z_1 + z_2)$	$\xi_{n1} + \xi_{n2} = \frac{\text{ev } \alpha_{rf} - \text{ev } \alpha_{0f}}{2 \text{tg } \alpha_{0n}} (z_1 + z_2)$
	Se recomandă (conform ISO TC 60):	
	— pentru $z_1 \geq 30$	
	$\xi_1 = \xi_2 = 0$	$\xi_{n1} = \xi_{n2} = 0$
	— pentru $z_1 < 30$ și $z_1 + z_2 \geq 60$	
	$\xi_1 = -\xi_2 = 0,03 (30 - z_1)$	$\xi_{n1} = -\xi_{n2} = 0,03 (30 - z_1)$
	— pentru $z_1 > 10$ și $30 < z_1 + z_2 < 60$	
	$\xi_1 = 0,03 (30 - z_1)$ $\xi_2 = 0,03 (30 - z_2)$	$\xi_{n1} = 0,03 (30 - z_1)$ $\xi_{n2} = 0,03 (30 - z_2)$
	— pentru $z_1 + z_2 < 60$	
	$\xi_1 + \xi_2 = 0,90$	$\xi_{n1} + \xi_{n2} = 0,90$
	Se verifică condiția de evitare a subțierii	
	$\xi_1 \geq \frac{14 - z_1}{17}$	$\xi_{n1} \geq \frac{14 - z_{1\Sigma}}{17};$ $z_{1\Sigma} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_0}$
Înălțimea capului dintelui, $a_d$	$a_d = m (f_0 + \xi)$	$a_d = m_n (f_{0n} + \xi_n)$



Tabelul 71 (continuare)

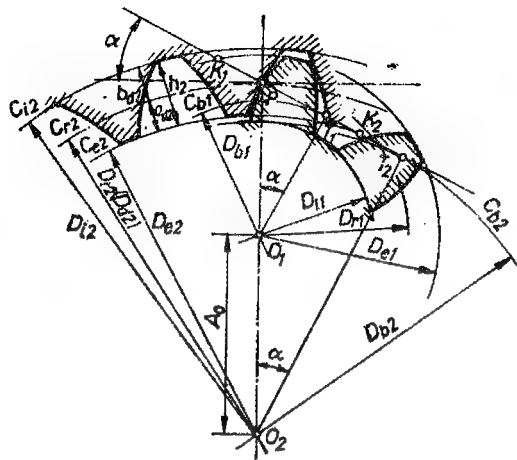
Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Înălțimea piciorului din- telui, $b_d$	$b_d = m(f_0 + w_0 - \xi)$	$b_d = m_n(f_{0n} + w_{0n} - \xi_n)$
Înălțimea dintelui, $h$	$h = a_d + b_d$	
Diametrul de divizare, $D_{d1(2)}$	$D_{d1(2)} = mz_{1(2)}$	$D_{d1,2} = m_f z_{1(2)} = \frac{m_n}{\cos \beta_0} z_{1(2)}$
Diametrul de cap, $D_{e1(2)}$	$D_{e1(2)} = D_{d1(2)} + 2a_d$	
Diametrul de picior, $D_{f1(2)}$	$D_{f1(2)} = D_{d1(2)} - 2b_d$	
Diametrul de bază, $D_{b1(2)}$	$D_{b1(2)} = D_{d1(2)} \cos \alpha_0$	$D_{b1(2)} = D_{d1(2)} \cos \alpha_f$
Diametrul de rostogolire, $D_{r1(2)}$	$D_{r1(2)} = D_{d1(2)} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r}$	$D_{r1(2)} = D_{d1(2)} \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{rf}}$
Diametrul cercului de vîrf	$D_{v1,2} = \frac{D_{b1,2}}{\cos \alpha_{v1,2}}$ $ev \alpha_{v1,2} = \frac{0,5\pi + 2\xi_{1,2} \operatorname{tg} \alpha_0}{z_{1,2}} +$ $+ ev \alpha_0$	$D_{v1,2} = \frac{D_{b1,2}}{\cos \alpha_{fv1,2}}$ $ev \alpha_{fv1,2} = \frac{0,5\pi + 2\xi_{f1,2} \operatorname{tg} \alpha_{0f}}{z_{1,2}} +$ $+ ev \alpha_{0f}$
Grosimea dintelui pe cercul de divizare, $s_d$	$s_d = m \left( \frac{\pi}{2} + 2 \xi \operatorname{tg} \alpha_0 \right)$	$s_d = \frac{m_n}{\cos \beta_0} \left( \frac{\pi}{2} + 2 \xi_n \operatorname{tg} \alpha_{0n} \right)$
Grosimea dintelui pe un cerc oarecare de diametru $D_x, s_x$	$s_x = m \left[ (ev \alpha_0 - ev \alpha_x) z + \frac{\pi}{2} + \right.$ $\left. + 2 \xi \operatorname{tg} \alpha_0 \right] \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_x}$	$s_x = \frac{m_n}{\cos \beta_0} \left[ (ev \alpha_{0f} - ev \alpha_{xf}) z + \right.$ $\left. + \frac{\pi}{2} + 2 \xi_f \operatorname{tg} \alpha_{0f} \right] \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{xf}}$ În care : $\xi_{f1(2)} = \xi_{n1(2)} \cos \beta_0$
Legătura dintre unghiul de presiune al profilului și diametrul, $D_x, \alpha_{Rx}$	$D_0 = D_d \cos \alpha_0 = D_e \cos \alpha_e =$ $= D_x \cos \alpha_{Rx}$	$D_0 = D_d \cos \alpha_{0f} = D_e \cos \alpha_{ef} =$ $= D_x \cos \alpha_{fRx}$

Tabelul 71 (continuare)

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Legătura între unghiul de presiune al profilului și pas, $\alpha_{Rx}$ , $p_{Rx}$	$p_b = \pi m \cos \alpha_0 = p_d \cos \alpha_0 =$ $= p_{Rx} \cos \alpha_{Rx}$	$p_b = \pi m_f \cos \alpha_{0f} = p_d \cos \alpha_{0f} =$ $= p_{Rx} \cos \alpha_{fRx}$
Gradul de acoperire, $\varepsilon$	$\varepsilon =$ $= \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha_r}{\pi m \cos \alpha_0}$ <p>Pentru angrenare roată dîntată-cremalieră</p> $\varepsilon =$ $= \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \frac{a}{\sin \alpha_0} - R_{d1} \sin \alpha_0}{\pi m \cos \alpha_0},$ <p>în care <math>a</math> este înălțimea capului dintelui cremalierii</p>	$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$ $\varepsilon_f =$ $= \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha_{rf}}{\pi m_f \cos \alpha_{0f}}$ $\varepsilon_s = \frac{B_s \sin \beta_0}{\pi m_n}$
Evitarea ascuțirii dintelui	$D_{e1,2} < D_{v1,2}$ <p>în general :</p> $D_{v1,2} - D_{e1,2} \geq 0,334 m(n)$	
Lungimea peste $n$ dinți, $L_n$	$n = z \frac{\alpha_0 [\text{grade}]}{180} + 0,5;$ <p>pentru <math>\alpha_0 = 20^\circ</math></p> $n = \frac{z}{g} + 0,5,$ <p>rotunjit la întreg*)</p> $L_n = L_{n0} + \Delta L_n$ $L_{n0} = m \cos \alpha_0 [(n - 0,5)\pi + z \cos \alpha_0]$ $\Delta L_n = 2\xi m \sin \alpha_0$	$n = z \frac{\alpha_{0f} [\text{grade}]}{180 \cos^2 \beta_0} + 0,5,$ <p>rotunjit la întreg *)</p> $L_{n0} = m_n \cos \alpha_{0n} [(n - 0,5)\pi + z \cos \alpha_{0f}]$ $\Delta L_n = 2\xi_n m_n \sin \alpha_{0n}$ <p>Condiție pentru măsurare :</p> $B \geq L_n \sin \alpha_{0n}$

\*) Rotunjirea se face în minus dacă partea zecimală este mai mică decît 0,2 și în plus dacă este mai mare decît 0,2

Calculul geometric al angrenajului elindric interior, cu dantură dreaptă și înclinată [41]



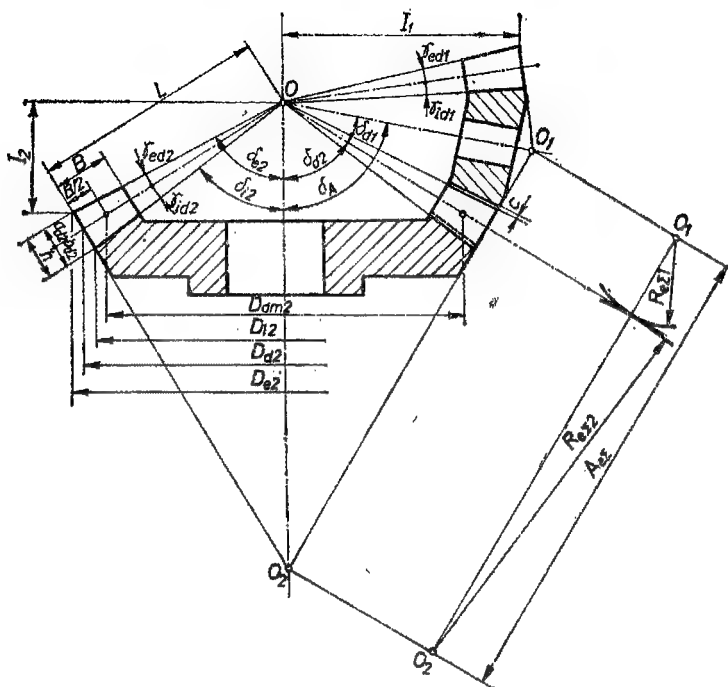
Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Unghiul de înclinare de referință, $\beta_0$	$\beta_0 = 0$	$\beta_0 \neq 0$
Profilul de referință (STAS 821-61)		
Unghiul (normal) profilului de referință, $\alpha_0$ ( $\alpha_{0n}$ )	$\alpha_0 = 20^\circ$	$\alpha_{0n} = 20^\circ$
Coeficientul (normal) profilului capului de referință, $f_0$ ( $f_{0n}$ )	$f_0 = 1$	$f_{0n} = 1$
Coeficientul (normal) jocului de referință la fund, $w_0$ ( $w_{0n}$ )	$w_0 = 0,25$	$w_{0n} = 0,25$
Modulul, $m$	Conform STAS 822-61	
— normal, $m_n$	$m = m_n = m_f$	$m = m_n$
— frontal, $m_f$		$m_f = \frac{m}{\cos \beta_0}$
Numărul de dinți, $z_1(z_2)$	$z_2 = iz_1$	
Unghiul frontal al profilului de referință, $\alpha_{0f}$	$\alpha_{0f} = \alpha_0$	$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_0}$

Tabelul 72 (continuare)

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantura dreaptă	Dantura înclinată
Distanța dintre axe de referință, $A_0$	$A_0 = \frac{1}{2} m (z_2 - z_1)$	$A_0 = \frac{1}{2} m_f (z_2 - z_1) =$ $= \frac{1}{2} \frac{m}{\cos \beta_0} (z_2 - z_1)$
Unghiul de angrenare, $\alpha_r$ ( $\alpha_{rf}$ )	$\operatorname{ev} \alpha_r = 2 \frac{\xi_1 + \xi_2}{z_1 - z_2} \operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{ev} \alpha_0$	$\operatorname{ev} \alpha_{rf} = 2 \frac{\xi_{n1} + \xi_{n2}}{z_1 - z_2} \operatorname{tg} \alpha_{0n} +$ $+ \operatorname{ev} \alpha_{0f}$
Distanța dintre axe, $A$	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r}$	$A = A_0 \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{rf}}$
Deplasările specifice de profil, $\xi_{1(2)}$ , $\xi_{n1(2)}$	v. tabelul 71	
	$\xi_{1(2)}$	$\xi_{f1(2)} = \xi_{n1(2)} \cos \beta_0$
Pentru roata danturată interior *)		
Înălțimea capului dintelui, $a_{d2}$	$a_{d2} = m (f_0 + \xi_2)$	$a_{d2} = m_n (f_{0n} + \xi_{n2})$
Înălțimea piciorului dintelui, $b_{d2}$	$b_{d2} = m (f_0 + w_0 - \xi_2)$	$b_{d2} = m_n (f_{0n} + w_{0n} - \xi_{n2})$
Înălțimea dintelui, $h$	$h_2 = a_{d2} + b_{d2}$	
Diametrul de divizare, $D_{d2}$	$D_{d2} = m z_2$	$D_{d2} = m_f z_2 = \frac{m}{\cos \beta_0} z_2$
Diametrul de cap, $D_{e2}$	$D_{e2} = D_{d2} - 2a_{d2}$	
Diametrul de picior, $D_{i2}$	$D_{i2} = D_{d2} + 2b_{d2}$	
Diametrul de bază, $D_{b2}$	$D_{b2} = D_{d2} \cos \alpha_0$	$D_{b2} = D_{d2} \cos \alpha_{0f}$
Diametrul de rostogolire, $D_{r2}$	$D_{r2} = D_{d2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_r}$	$D_{r2} = D_{d2} \frac{\cos \alpha_{0f}}{\cos \alpha_{rf}}$
Gradul de acoperire, $\varepsilon$	$\varepsilon =$ $= \frac{\sqrt{R_{e1}^2 + R_{b1}^2} - \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} + A \sin \alpha_r}{\pi m \cos \alpha_0}$	$\varepsilon_f =$ $= \frac{\sqrt{R_{e1}^2 + R_{b1}^2} - \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} + A \sin \alpha_{rf}}{\pi m \cos \alpha_{0f}}$ $\varepsilon_s = \frac{B_s \sin \beta_0}{\pi m_n}; \varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$

\*) Pentru roata dințată exterior: v. tabelul 71

## Calculul geometriei al angrenajului conic, cu dinți dreapți [12, 13, 21, 41]



Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Pinion	Roată
Unghiul dintre axe, $\delta_A$ Raportul de transmitere, $i$ Modulul, $m$ Cremalliera de referință, $f_0, \alpha_0, w_0$	Date de proiectare	
Numărul de dinți, $z_1 (z_2)$	$z_1$ — (ales) tabelul A1-78 $z_1 \geq z_{1min} = 14 \cos \delta_{d1}$ $z_{1min \text{ teoretic}} \approx 10;$ $z_{1min \text{ practic}} \approx 8$	$z_2 = iz_1$

Tabelul 73 (continuare)

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Pinion	Roată
Semîlunghiul conului de divizare, $\delta_{d1(2)}$	$\delta_A < 90^\circ$ $\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A}$ $\delta_A = 90^\circ$ $\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}$ $\delta_A > 90^\circ$ $\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{\sin (180^\circ - \delta_A)}{i - \cos (180^\circ - \delta_A)}$	$\delta_{d2} = \delta_A - \delta_{d1}$
Diametrul de divizare, $D_{d1(2)}$	$D_{d1} = m z_1$	$D_{d2} = m z_2$
Lungimea generatoarei de divizare, $L$	$L = \frac{D_{d1}}{2 \sin \delta_{d1}} = \frac{D_{d2}}{2 \sin \delta_{d2}}$ pentru $\delta_A = 90^\circ$ $L = \frac{1}{2} \sqrt{D_{d1}^2 + D_{d2}^2}$	
Lățimea dintelui, $B$	$B \leq 0,33 L$ sau $B \leq 10 m$ Se alege valoarea cea mai mică	
Înălțimea de divizare a capului, $a_{d1(2)}$	$a_{d1} = m (f_0 + \xi_1)$	$a_{d2} = m (f_0 - \xi_1)$
	$\xi_1$ — tabelul AI-79	
Înălțimea de divizare a piciorului, $b_{d1(2)}$	$b_{d1} = m (f_0 + w_0 - \xi_1)$	$b_{d2} = m (f_0 + w_0 + \xi_1)$
Înălțimea dintelui, $h$	$h = a_{d1} + b_{d1} = a_{d2} + b_{d2}$	
Unghiul capului de divizare al dintelui, $\gamma_{cd1(2)}$	$\gamma_{cd1} = \frac{a_{d1}}{L}$	$\gamma_{cd2} = \frac{a_{d2}}{L}$
Unghiul piciorului de divizare al dintelui, $\gamma_{id1(2)}$	$\gamma_{id1} = \frac{b_{d1}}{L}$	$\gamma_{id2} = \frac{b_{d2}}{L}$

Tabelul 73 (continuare)

Denumirea elementului geometric		Relațiile de calcul	
		Pinion	Roată
Semiunghiul conului de cap, $\delta_{e1(2)}$		$\delta_{e1} = \delta_{d1} + \gamma_{ed1}$	$\delta_{e2} = \delta_{d2} + \gamma_{ed2}$
Semiunghiul conului de picior, $\delta_{t1(2)}$		$\delta_{t1} = \delta_{d1} - \gamma_{td1}$	$\delta_{t2} = \delta_{d2} - \gamma_{td2}$
Diametrul de cap, $D_{e1(2)}$		$D_{e1} = D_{d1} + 2a_{d1} \cos \delta_{d1}$	$D_{e2} = D_{d2} + 2a_{d2} \cos \delta_{d2}$
Diametrul de picior, $D_{t1(2)}$		$D_{t1} = D_{d1} - 2b_{d1} \cos \delta_{d1}$	$D_{t2} = D_{d2} - 2b_{d2} \cos \delta_{d2}$
Distanța de montaj, $I_{1(2)}$		$I_1 = \frac{D_{e1}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{e1}$	$I_2 = \frac{D_{e2}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{e2}$
Elemente de control	Arcul de divizare al dințelului, $s_{d1(2)}$	$s_{d1} = m \left( \frac{\pi}{2} + 2\xi_1 \operatorname{tg} \alpha_0 + \tau \right) - \frac{j}{2}$	$s_{d2} = \pi m - s_{d1} - j$
	Coarda de divizare a dințelului, $g_{d1(2)}$	$g_{d1} = s_{d1} - \frac{s_{d1}^2 \cos^2 \delta_{d1}}{6D_{d1}^2}$	$g_{d2} = s_{d2} - \frac{s_{d2}^2 \cos^2 \delta_{d2}}{6D_{d2}^2}$
	Înălțimea la coarda de divizare, $k_{d1(2)}$	$k_{d1} = a_{d1} + \frac{s_{d1}^2}{6D_{d1}} \cos \delta_{d1}$	$k_{d2} = a_{d2} + \frac{s_{d2}^2}{6D_{d2}} \cos \delta_{d2}$
Roata echivalentă	Diametrul de divizare al roții echivalente, $D_{d\Sigma 1(2)}$	$D_{d\Sigma 1} = \frac{D_{d1}}{\cos \delta_{d1}}$	$D_{d\Sigma 2} = \frac{D_{d2}}{\cos \delta_{d2}}$
	Numărul de dinți al roții echivalente, $z_{\Sigma 1(2)}$	$z_{\Sigma 1} = \frac{z_1}{\cos \delta_{d1}}$	$z_{\Sigma 2} = \frac{z_2}{\cos \delta_{d2}}$
	Raza cercului de bază al roții echivalente, $R_{b\Sigma 1(2)}$	$R_{b\Sigma 1} = \frac{D_{d\Sigma 1}}{2} \cos \alpha_0$	$R_{b\Sigma 2} = \frac{D_{d\Sigma 2}}{2} \cos \alpha_0$
	Diametrul de cap al roții echivalente, $D_{e\Sigma 1(2)}$	$D_{e\Sigma 1} = D_{d\Sigma 1} + 2a_{d1}$	$D_{e\Sigma 2} = D_{d\Sigma 2} + 2a_{d2}$
	Distanța dintre axe a angrenajului echivalent, $A_{\Sigma}$	$A_{\Sigma} = \frac{D_{d\Sigma 1} + D_{d\Sigma 2}}{2}$ ; pentru angrenaj zero sau zero deplasat	
	Gradul de acoperire, $\varepsilon$	$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e\Sigma 1}^2 - R_{b\Sigma 1}^2} + \sqrt{R_{e\Sigma 2}^2 - R_{b\Sigma 2}^2} - A_{\Sigma} \sin \alpha_0}{\pi m \cos \alpha_0}$	

\*)  $\tau$  — deplasarea specifică tangențială posibilă a fi realizată pe mașini la care flancurile dinților roților plane se materializează prin două cunțe diferite  $\tau_1 = -\tau_2$ ;  $j$  — jocul între flancurile ce nu transmit moment,  $j \geq 0$ .

Calculul geometrie al angrenajului conic cu dinți înclinți și cu dinți în arc de cerc [41]

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantură înclinată	Dantură în arc de cerc
Unghiul dintre axe, $\delta_A$	Date de proiectare	
Raportul de transmitere, $i$		
Modulul frontal exterior, $m_f$	$m_n = m_f \cos \beta_{amx}$	
Unghiul de înclinare, $\beta_a$	$\beta_{amx} \leq 35^\circ$	$\beta_{am} - \text{provizoriu} \leq 40^\circ - 45^\circ$



Cremalieră de referință, $\alpha_0, f_0, w_0$	$\alpha_{0n}, f_{0n}, w_{0n}$ $f_{0f} = f_{0n} / \cos \beta_{dmax};$ $w_{0f} = w_{0n} / \cos \beta_{dmax}$	$\alpha_{0n}$ $f_{0f}, w_{0f}$ — tabelul AI-81
Deplasările specifice ale profilului, $\xi, \tau$	$\xi_f$ — tabelul AI-79	$\xi_1$ — tabelul AI-79 $\tau$ — tabelul AI-80
Numărul de dinți, $z_{1(2)}$	$z_1$ — se alege din tabelul AI-82 $z_2 = iz_1$	
Semiunghiul conului de di- vizare, $\delta_{d1(2)}$	$\delta_A < 90^\circ$ $\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{\sin \delta_A}{i + \cos \delta_A};$ $\delta_A = 90^\circ$ $\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{1}{i} = \frac{z_1}{z_2}; \quad \delta_{d2} = \delta_A - \delta_{d1}$ $\delta_A > 90^\circ$ $\operatorname{tg} \delta_{d1} = \frac{\sin (180^\circ - \delta_A)}{i - \cos (180^\circ - \delta_A)}.$	
Diametrul de divizare, $D_{d1(2)}$	$D_{d1(2)} = m_f z_{1,2}$	
Lungimea generatoarei de divizare, $L$	$L = \frac{D_{d1}}{2 \sin \delta_{d1}} = \frac{D_{d2}}{2 \sin \delta_{d2}};$ pentru $\delta_A = 90^\circ;$ $L = \frac{1}{2} \sqrt{D_{d1}^2 + D_{d2}^2}$	

Tabelul 71 (continuare)

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantură înclinată	Dantură în arc de cerc
Lățimea dintelui, $B$	$B < \frac{L}{3}$ sau $B < 8m_f$	$B < 0,3L$ sau $B < 10m_f$
Înălțimea de divizare a capului, $a_{d1(2)}$	$a_{d1(2)} = m_f (f_{of} \pm \xi_n)$	$a_{d1(2)} = m_f (f_{of} \mp \xi_n)$
Înălțimea de divizare a picioarelor, $b_{d1(2)}$	$b_{d1(2)} = m_f (f_{of} + w_{of} \pm \xi_{f1})$	$b_{d1(2)} = m_f (f_{of} + w_{of} \mp \xi_{f1})$
Înălțimea dintelui, $h$	$h = a_{d1} + b_{d1} = a_{d2} + b_{d2}$	
Unghiul capului de divizare a dintelui, $\gamma_{ed1(2)}$	$\operatorname{tg} \gamma_{ed1(2)} = \frac{a_{d1(2)}}{L}$	
Unghiul picioarelor de divizare a dintelui, $\gamma_{fd1(2)}$	$\operatorname{tg} \gamma_{fd1(2)} = \frac{b_{d1(2)}}{L}$	
Semiunghiul conului de cap, $\delta_{d1(2)}$	$\delta_{d1(2)} = \delta_{d1(2)} + \gamma_{ed1(2)}$	
Semiunghiul conului de picior, $\delta_{f1(2)}$	$\delta_{f1(2)} = \delta_{d1(2)} - \gamma_{fd1(2)}$	
Diametrul de cap, $D_{d1(2)}$	$D_{d1(2)} = D_{d1(2)} + a_{d1(2)} \cos \delta_{d1(2)}$	
Diametrul de picior, $D_{f1(2)}$	$D_{f1(2)} = D_{d1(2)} - b_{d1(2)} \cos \delta_{f1(2)}$	

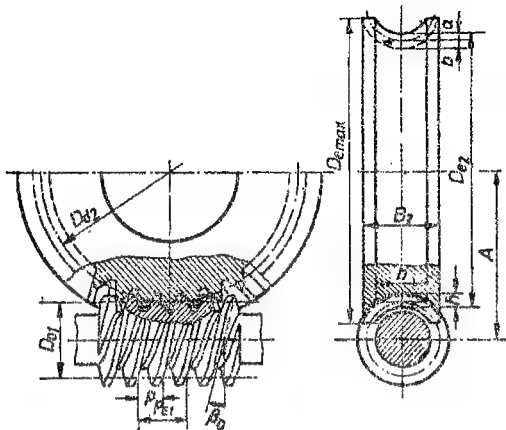
Distanța de montaj, $I$	$\rho_{1(2)} = \frac{D_{a1(2)}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{a1(2)}$	
Excentricitatea, $\rho$ , $d_e$	<p>În care :</p> $\rho = (L - 0,5B) \sin \beta_{am}$ $\sin \beta_{am} = \frac{L}{L - 0,5B} \cdot \sin \beta_{dmax}$	$d_e = 2 \sqrt{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + (L - 0,5B)^2} - (L - 0,5B)d_c \sin \beta_{am}^*$ <p>În care :</p> $d_c$ — se alege din tabelul AI-83 $\beta_{dm}^*$ — tabelul AI-84
Unghiul de înclinare al dintelui, $\beta_{dmax}$ , $\beta_{dmin}$	$\sin \beta_{dmin} = \frac{L}{L - B} \sin \beta_{dmax}$	$\sin \beta_{dmax} = \frac{(0,5d_c)^2 + L^2 - (0,5d_c)^2}{Ld_c} ;$ $\sin \beta_{dmin} = \frac{(0,5d_c)^2 + (L - B)^2 - (0,5d_c)^2}{(L - B)d_c}$
Unghiul de angrenare frontal, $\alpha_{of}$	$\operatorname{tg} \alpha_{of} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{on}}{\cos \beta_{dmax}}$	
Elemente de control	Arcul frontal de divizare al dintelui, $s_{af1(2)}$	$s_{af1} = m_f \left( \frac{\pi}{2} + 2\xi_{f1} \operatorname{tg} \alpha_{of} + \tau \right)^{*}$ ; $s_{af2} = \pi m_f - s_{af1}$
	Coarda frontală de divizare a dintelui, $g_{af1(2)}$	—
	Înălțimea la coarda frontală de divizare a dintelui, $k_{a1(2)}$	—

\*) Pentru dantură în arc de cerc în relație în loc de  $\xi_f$  se introduce  $\xi_l$

Tabelul 74 (continuare)

Denumirea elementului geometric	Relațiile de calcul	
	Dantură înclinată	Dantură în arc de cerc
Raza cercului de cap, $R_e\Sigma_{1(2)}$	$R_e\Sigma_{1(2)} = L \operatorname{tg} \delta_{d1(2)} + a_{d1(2)}$	
Raza cercului de bază, $R_b\Sigma_{1(2)}$	$R_b\Sigma_{1(2)} = L \operatorname{tg} \delta_{d1(2)} \cos \alpha_{of}$	
Raza cercului de divizare, $R_d\Sigma_{1(2)}$	$R_d\Sigma_{1(2)} = L \operatorname{tg} \delta_{d1(2)}$	
Distanța între axe, $A\Sigma$	$A\Sigma = R_e\Sigma_1 + R_d\Sigma_2$	
Gradul de acoperire frontal, $\varepsilon_f$	$\varepsilon_f = \frac{\sqrt{R_e^2\Sigma_1 - R_b^2\Sigma_1} + \sqrt{R_e^2\Sigma_2 - R_b^2\Sigma_2} - A\Sigma \sin \alpha_{of}}{\pi m_f \cos \alpha_{of}}$	
Gradul de acoperire suplimentar, $\varepsilon_s$	<p>În care :</p> $\varepsilon_s = \frac{\gamma_f}{\gamma_p}$ <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="text-align: center;"> <math display="block">\gamma_f = \psi_1 - \psi_2</math> <math display="block">\cos \psi_1 = \frac{\rho}{L}</math> <math display="block">\cos \psi_2 = \frac{\rho}{L_{min}}</math> </div> <div style="text-align: center;"> <math display="block">\cos \psi_1 = \frac{\left(\frac{d_o}{2}\right)^2 + (L_{min})^2 - \left(\frac{d_c}{2}\right)^2}{d_o L_{min}}</math> <math display="block">\cos \psi_2 = \frac{\left(\frac{d_o}{2}\right)^2 + L^2 - \left(\frac{d_c}{2}\right)^2}{d_o L}</math> </div> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center; margin-top: 10px;"> <div style="text-align: center;"> <math display="block">L_{min} = L - B</math> <math display="block">\gamma_p = \frac{360^\circ}{z_0} ; \quad z_0 = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (\text{pentru } \delta_d = 90^\circ)</math> </div> <div style="text-align: center;"> <math display="block">z_0 = \frac{z_1}{\sin \delta_{d1}} = \frac{z_2}{\sin \delta_{d2}} \quad (\text{pentru } \delta_d \neq 90^\circ)</math> </div> </div>	
Gradul de acoperire total, $\varepsilon$	$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s$	

## Calculul geometric al angrenajului melcat cilindric-zero [12, 13, 21, 41]



Denumirea	Relațiile de calcul	
	melc	roată melcată
Tipul melcului de referință	Tip A, STAS 6845-63	
Unghiul axial al profilului, $\alpha_{0a}$	$\alpha_{0a} = 20^\circ$ , STAS 6845-63	
Coefficientul diametral, $q$	STAS 6845-63 și tabelul AI-92	
Coefficient de lungime al melcului, $q_L$	$q_L = 2(1 + \sqrt{z_2})$	—
Coefficient de lățime a roții melcate, $q_b$	—	$q_b = 2\sqrt{q+1}$
Modul axial, $m_a$	STAS 822-61	
Numărul de dinți, $z_{1(2)}$	tabelul AI-91	$z_2 = iz_1$ Recomandat uzual pentru transmisii de putere : $z_{2min} = 27$ ; $z_{2max} = 120$
Distanța dintre axe, $A$	$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2)$ , STAS 6055-68	
Diametrul de referință, $D_{01}$	$D_{01} = qm_a$	—

Tabelul 75 (continuare)

Denumirea	Relațiile de calcul	
	melc	roată melcată
Diametrul de divizare convențional, $D_{d2}$	—	$D_{d2} = m_a z_2$
Diametrul de cap, $D_{e1(2)}$	$D_{e1} = D_{o1} + 2m_a f_{0a}$	median : $D_{e2} = D_{d2} + 2m_a f_{0a}$ maxim : $D_{e \max} = D_{e2} + m_a f_{0a}$
Înălțimea dintelui, $h$	$h = a + b = m_a (2f_{0a} + w_{0a})$ (informativ)	
Pasul elicei, $p_{E1}$	$p_{E1} = \pi m_a z_1$	—
Înălțimea capului dintelui, $a$	$a = a_0 = f_{0a} m_a$	—
Lungimea melcului, $L_1$	$L_1 = q_L m_a$	—
Lățimea utilă a melcului, $b$	$b = q_b m_a$	—
Unghiul elicei de referință și de înclinare a dinților, $\theta_0, \beta_0$	$\cotg \theta_0 = \frac{z_1}{q}$ ; $\beta_0$ complementar lui $\theta_0$ : $\tg \beta_0 = \frac{z_1}{q}$	
Lățimea roții melcate, $B_2$	—	$B_2 = b + m_a$
Gradul de acoperire, $\varepsilon$	$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e2}^2 - R_{d2}^2 \cos^2 \alpha_{0a}} - R_{d2} \sin \alpha_{0a} + \frac{m_a f_{0a}}{\sin \alpha_{0a}}}{\pi m_a \cos \alpha_{0a}}$ <p>— în general <math>\varepsilon \approx 1,8 \dots 2,2</math></p>	

Parametrii sculei :  $f_{0a} = 1$  ;  $w_{0a} = 0,25$  — conform STAS 6845-63.

Calculul de rezistență al angrenajelor — prezentat în acest capitol, — constă, de fapt, în determinarea dimensiunilor minime, la care nu apare nici unul din fenomenele de deteriorare amintite. Calculul angrenajelor cilindrice, al angrenajelor conice și al angrenajelor melcate se poate desfășura conform metodicii indicate în tabelele 76, 77 și respectiv 78 [12—14, 21, 41, 55].

La angrenaje — organe de mașini deosebit de complexe — eforturile unitare calculate diferă substanțial de eforturile unitare efective \*). Din această cauză, pentru calculul eforturilor unitare reale, trebuie introduși

\*) Reale.

Metodica de calcul a angrenajelor cilindrice [12, 13, 21, 41]

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată
1	A, cm	<p><b>A. CALCULUL DE DIMENSIONARE</b> — cazul general —</p> $A = \frac{i_z \pm 1}{10} \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c E}{353 \psi_A i_z \sin 2\alpha_r \sigma_{ac}^2}} \quad A = \frac{i_z \pm 1}{10} \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c E \cos^2 \beta_d}{392 \psi_A i_z \sin 2\alpha_{rn} \sigma_{ac}^2 k_s}}$ <p>pentru roți din oțel cu <math>E = 2,15 \cdot 10^6</math> daN/cm<sup>2</sup> și <math>\alpha_r = \alpha_0 = 20^\circ</math>      <math>\alpha_{rn} = \alpha_{on} = 20^\circ</math></p> $A = 106 (i_z \pm 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2}} \quad A = 110 (i_z \pm 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c \cos^2 \beta_d}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2 k_s}}$ <p>Observație: pentru angrenajul exterior se ia semnul + pentru angrenajul interior se ia semnul —</p>	
1.1	$M_{t1}$ , daN·cm	Este indicat în tema de proiectare sau se determină cu relația: $M_t = 95\,500 \frac{P \text{ [kW]}}{n_1 \text{ [rot/min]}}$	
1.2	$i_z$	Este indicat în tema de proiectare $i_z = z_2/z_1 =  i  \geq 1$	
1.3	$k_c, k_i$	Se adoptă inițial: $k_c = 1,15 \dots 1,4$ ; $k_i = 1,3 \dots 1,6$ în mod obținut $k_c = 1,3$ ; $k_i = 1,6$ $k_c = 1,2$ ; $k_i = 1,4$	
1.4	$E$ , daN/cm <sup>2</sup>	Pentru roți din același material: $E = E_1 = E_2$ Pentru roți din materiale diferite: $E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$	
1.5	$\alpha_r$	Inițial se adoptă egal cu unghiul profilului de referință $\alpha_r = \alpha_0$ ; $\alpha_{rn} = \alpha_{on}$	
1.6	$\psi_A = B/A$	Se adoptă în funcție de felul transmisiei din tabelul AI-85	
1.7	$\beta_d$	—	Se adoptă inițial egal cu unghiul de înclinare de referință $\beta_d = \beta_0$ Valori recomandate $\beta_0 = 8^\circ \dots 16^\circ$
1.8	$\sigma_{ac}$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{ac1}$ sau $\sigma_{ac2}$ (cel mai mic) $\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac1} + \sigma_{ac2}}{2}$  $\sigma_{ac1} = k_{11} \sigma_{ac01}$ $\sigma_{ac2} = k_{12} \sigma_{ac02}$ <p>în care:</p> $k_1 = \sqrt[6]{\frac{N_{CB}}{N_C}}; \quad N_{CB} = 10^7 \text{ pentru oțeluri cu HB} \leq 350;$ $N_{CB} = 5 \cdot 10^7 \text{ pentru oțeluri cu HB} > 350;$ $N_C = 60 n L_h; \text{ pentru } N_C > N_{CB}, \text{ se consideră } k_1 = 1$ $\sigma_{ac0} = (25 \dots 27) \text{ HB pentru oțel și } \sigma_{ac0} = 15 \text{ HB pentru fontă};$ $\text{HB — v. tabelul AII-1}$ $L_h, \text{ este durata de funcționare a angrenajului, în ore}$	

Tabelul 76 (continuare)

		Relațiile de calcul    Recomandări	
Nr. crt.	Elementul de calcul	Dantură dreaptă	Dantură înclinată
1.9	$k_E$		Preliminar se adoptă $k_E = 1,6$ sau se calculează cu relația : $k_E = 0,8z_1 \frac{1 + z_1}{2\pi} \psi_d \operatorname{tg} \beta_d,$ pentru care se adoptă, preliminar $z_1$
1.10	$[A]$ , mm	Valoarea calculată se rotunjește la o valoare întreagă apropiată (în plus sau în minus) sau la o valoare impusă din alte condiții. Pentru reductoare se rotunjește la o valoare conform STAS 6055-58. <i>În continuare în calcule intervine valoarea adoptată <math>[A]</math></i>	
PARAMETRII DE DEFINIRE AI ANGRENAJULUI			
2	$m, m_n$ , în mm	Se alege, din STAS 822-61, respectându-se condiția $m = \vartheta_m A \quad   \quad m = m_n = \vartheta_m A \cos \beta_d$ Valorile recomandate pentru $\vartheta_m$ : $\begin{aligned} \vartheta_m &= 0,05 \dots 0,025 && \text{pentru } i_z = 1 \dots 2; \\ \vartheta_m &= 0,04 \dots 0,02 && \text{pentru } i_z = 2 \dots 4; \\ \vartheta_m &= 0,03 \dots 0,015 && \text{pentru } i_z > 4. \end{aligned}$ Pentru dantură cementată : $m > 2$	
3	$z_s, z_1, z_2$	$z_s = \frac{2A}{m}$ $z_1 = \frac{z_s}{i_z + 1} ; \quad z_2 = z_s - z_1$	$z_s = \frac{2A \cos \beta_d}{m}$
4	$i_z$ real	$i_z = \frac{z_2}{z_1}$ Se admit abateri de $\pm 3\%$ față de $i_z$ din temă, dacă nu sînt alte restricții.	
5	$\beta_d$	—	Pentru angrenajul zero sau zero deplasat : $\cos \beta_d = \frac{m(z_1 + z_2)}{2A}$
6	$A_0$	$A_0 = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$	Pentru angrenajul zero sau zero deplasat $A_0 = A = \frac{1}{2} \frac{m}{\cos \beta_d} (z_1 + z_2)$
7	$\alpha_r$	$\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0$	Pentru angrenajul zero sau zero deplasat $\alpha_{rn} = \alpha_{0n}$



Tabelul 76 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată
8	$\xi_1, \xi_2, \xi_{1n}, \xi_{2n}$	Se aleg conform indicațiilor din tabelul 71	
9	$\psi'_{ASTAS}$	<p>Se stabilește coeficientul definitiv de lățime a coroanelor dințate ale roților :</p> <p>-- pentru angrenajele zero sau zero deplasate :</p> $\psi'_{ASTAS} = \psi_A \frac{k'_o}{k_c} \left( \frac{A}{A_{STAS}} \right)^3 \quad \left  \quad \psi'_{ASTAS} = \psi_A \frac{k'_o}{k_c} \frac{k_s}{k'_e} \left( \frac{A}{A_{STAS}} \right)^3$ <p>-- pentru angrenajele deplasate :</p> $\psi'_{ASTAS} = \psi_A \frac{k'_o}{k_c} \left( \frac{A}{A_{STAS}} \right)^3 \frac{\sin 2\alpha_0}{\sin 2\alpha_r} \quad \left  \quad \psi'_{ASTAS} = \psi_A \frac{k'_o}{k_c} \frac{k_s}{k'_e} \left( \frac{A}{A_{STAS}} \right)^3 \frac{\sin 2\alpha_{0f}}{\sin 2\alpha_{rf}}$	
9.1	$k'_o, k'_i$	<p><math>k'_o = k_r k_d</math>; <math>k'_i = k'_r k_d</math></p> <p><math>k_r</math>; <math>k'_r</math> -- conform tabelului AI-86</p> <p><math>k_d</math> -- conform tabelului AI-87 în funcție de viteza periferică a roții dințate</p> $v = \frac{2A}{i_z + 1} \frac{\pi n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ m/s}$ <p>sau</p> $v = \frac{\pi D_d n}{60 \cdot 1000}, \text{ m/s}$ <p>în care : <math>D_d</math> în mm și <math>n</math> în rot/min</p>	
9.2	$k'_e$		<p><math>k'_e = 0,8\varepsilon</math></p> <p><math>\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_g</math></p> <p>conform tabelului 71</p>
10	$B, B_1, B_2, \text{ mm}$	<p><math>B = \psi'_{ASTAS} A</math></p> <p><math>B_2 = B</math>; <math>B_1 = B_2 + (1 \dots 5) \text{ mm}</math></p>	
B. CALCULUL DE VERIFICARE			
11	$\sigma_c, \text{ daN/cm}^2$	$\sigma_c = \sqrt{\left[ \frac{106(i_z \pm 1)}{A} \right]^3 \frac{k'_o M_{t1}}{i_z \psi'_A}} < \sigma_{ac}$	$\sigma_c = \sqrt{\left[ \frac{110(i_z \pm 1)}{A} \right]^3 \frac{k'_o M_{t1} \cos^2 \beta_d}{i_z \psi'_A k'_e}} < \sigma_{ac}$ <p><math>\beta_d</math> -- conform tabelului 71</p>
12	$\sigma_t, \text{ daN/cm}^2$	$\sigma_{t1} = \frac{0,64 k'_i M_{t1}}{B m^2 z_1 c_{f1}} < \sigma_{at1}$	$\sigma_{t1} = \frac{0,71 k'_i M_{t1} \cos \beta_d}{B m^2 z_1 c'_{f1} k'_e} < \sigma_{at1}$
		$\sigma_{i2} = \frac{c_{f1}}{c_{f2}} \sigma_{t1} < \sigma_{at2}$ <p>în relații : <math>M_t</math>, în daNcm, <math>B</math>, în cm și <math>m</math>, în cm.</p>	

Tabelul 76 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată
12.1	$c_f, c'_f, c_{fi}$	$c_f$ , în funcție de $z$ și $\xi$ din fig. AI-20	$c'_f$ în funcție de $z_\Sigma$ și $\xi$ din fig. AI-20 $z_\Sigma = \frac{z}{\cos^3 \beta_d}$
		<p>Pentru dantura interioară</p> $c_{fi} = c_f \left( 1 + \frac{20}{z} \right)$ <p>unde <math>c_f</math> se adoptă în funcție de <math>z</math> și <math>\xi</math> din fig. AI-20</p>	
12.2	$\sigma_{at}$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{at} = \frac{k'_1 \sigma_{-1}}{k_\sigma c_t}$ <p><math>\sigma_{-1}</math>, în funcție de material, din tabelul AII-1; <math>k'_1 = \sqrt[9]{\frac{N_{CB}}{N_G}}</math>  <math>k_\sigma</math>, din tabelul AI-88; <math>c_t</math>, din tabelul AI-89</p>	

Tabelul 77

Metodica de calcul a angrenajelor conice cu dantură dreaptă, înclinată și curbă [12, 13, 21, 41]

		Relațiile de calcul. Recomandări	
Nr. crt.	Elementul de calcul	Dantură dreaptă	Dantură înclinată sau curbă
A. CALCULUL DE DIMENSIONARE			
1	L, cm	$L = 106 \sqrt{i_z^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c}{(1 - 0,5 \psi_L)^2 \psi_L i \sigma_{ac}^2 v_\beta}}$ <p>pentru <math>\alpha_0 = 20^\circ</math>  <math>v_\beta = 1</math> pentru dantură dreaptă; <math>v_\beta = 1,2</math> pentru dantură zerol;  <math>v_\beta = 0,114 \sqrt{200 + \beta_{din}^{[grad]}}</math>;  <math>\beta_{dm}</math> — v. tabelul AI-84</p>	
	$M_{t1}$ , daN · cm	<p>Este indicat în tema de proiectare sau se determină cu relația:</p> $M_{t1} = 95\,500 \frac{P[kW]}{n_1^{[rot/min]}}$	

Tabelul 77 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată sau curbă
Parametrii din relația L	$k_c$	Se alege preliminar: $k_c = 1,15 \dots 1,4$	
	$\sigma_{ac}$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{ac1}$ sau $\sigma_{ac2}$ $\sigma_{ac1} = k_{11}\sigma_{ac01}$ ; $\sigma_{ac2} = k_{12}\sigma_{ac02}$ în care: $k_1 = \sqrt[6]{\frac{N_{CB}}{N_G}}$ ; $N_{CB} = 10^7$ cicluri, pentru oțeluri cu IIB < 350; $N_{CB} = 5 \cdot 10^7$ cicluri, pentru oțeluri cu HB > 350. $N_G = 60 n L_h$ ; $L_h$ — durata de funcționare a angrenajului, în ore; pentru $N_G > N_{CB}$ se consideră $k_1 = 1$ ; $\sigma_{ac0} = (25 \dots 27)$ HB; HB din tabelul AII-1	
		cea mai mică valoare $\sigma_{ac1}$ sau $\sigma_{ac2}$	$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac1} + \sigma_{ac2}}{2}$
	$\psi_L$	$\psi_L = \frac{B}{L} = \frac{1}{3}$	
2	$z_1, z_2$	$z_1$ se alege în funcție de raportul de transmitere din tabelele AI-78, AI-81, AI-82 $z_2 = iz_1$	
3	$m_n$ , mm $m_{mn}$ , mm	$m_n = \frac{2L(1 - 0,5\psi_L)\cos\delta_{d2}}{z_1}$ pentru $\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90^\circ$ $m_n = \frac{2L(1 - 0,5\psi_L)}{z_1\sqrt{1 + i^2}}$	$m_{mn} = \frac{2L(1 - 0,5\psi_L)\cos\beta_{dm}\cos\delta_{d2}}{z_1}$ pentru $\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90^\circ$ $m_{mn} = \frac{2L(1 - 0,5\psi_L)\cos\beta_{dm}}{z_1\sqrt{1 + i^2}}$
4	$m$ , mm $m_n$ , mm	$m = m_n \frac{1}{1 - 0,5\psi_L}$ se rotunjește la o valoare conform STAS 822-61; se corectează $m_{mc} = m_{STAS}(1 - 0,5\psi_L)$	$m_n = m_{mn} \frac{\cos\beta_{dmax}}{(1 - 0,5\psi_L)\cos\beta_{dm}}$ $m_{mnc} = m_n \frac{\cos\beta_{dm}}{\cos\beta_{dmax}}$

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată sau curbă
5	se corectează $L_c$	$L_c = \frac{m_{mc} z_1}{(2 - \psi_L) \cos \delta_{d2}},$ <p>pentru <math>\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90^\circ</math></p> $L_c = \frac{m_{mc} z_1 \sqrt{i_g^2 + 1}}{2 - \psi_L}$	$L_c = \frac{m_{mc} z_1}{(2 - \psi_L) \cos \beta_{dm} \cos \delta_{d2}}$ <p>pentru <math>\delta_A = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90^\circ</math></p> $L_c = \frac{m_{mc} z_1 \sqrt{i_g^2 + 1}}{(2 - \psi_L) \cos \beta_{dm}}$
6	$\psi'_L$	<p>Se stabilește coeficientul definitiv de lățime a coroanelor dințate ale roților :</p> $\psi'_L = \psi_L \frac{k'_c}{k_c} \left( \frac{L}{L_c} \right)^3 \quad \left  \quad \psi'_L = \psi_L \frac{k'_c}{k_c} \frac{k'_e}{k'_e} \left( \frac{L}{L_c} \right)^3$	
Parametrii din relația $\psi_L$	$k'_c, k'_f$	$k'_c = k_r k_d; \quad k'_f = k'_r k_d$ $k_r, k'_r$ — conform tabelului AI-86 $k_d$ — conform tabelului AI-87	
	$k'_e$	$k'_e = \left[ V \left( \left( \frac{z_1 \Sigma}{2} + f_0 + \xi_{1f} \right)^2 - \left( \frac{z_1 \Sigma \cos \alpha_{0f}}{2} \right)^2 \right) + \right. \\ + V \left( \left( \frac{z_2 \Sigma}{2} + f_0 + \xi_{2f} \right)^2 - \left( \frac{z_2 \Sigma \cos \alpha_{0f}}{2} \right)^2 \right) - \\ \left. - \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0f}}{2\pi} (z_1 \Sigma + z_2 \Sigma) \right] \cos \beta_{dm}$ <p>unde :</p> $z_1 \Sigma = \frac{z_1}{\cos \delta_{d1} \cos^3 \beta_{dm}};$ $z_2 \Sigma = \frac{z_2}{\cos \delta_{d2} \cos^3 \beta_{dm}};$ $\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_{dm}}$ <p><math>\delta_{d1}, \delta_{d2}</math> conform tabelului 74</p>	
	$v, \text{ m/s}$	<p>viteza periferică a roții dințate</p> $v_m = \frac{\pi m_{mc} z_1 n_1}{60 \cdot 1000} \quad \left  \quad v = \frac{\pi m_{mc} z_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cos \beta_{dm}}$ <p>se introduc valorile <math>m_{mc}(m_{mnc})</math> în mm și <math>n</math> în rot/min</p>	

Tabelul 77 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări	
		Dantură dreaptă	Dantură înclinată sau curbă
7		Se stabilește lățimea coroanelor dinate $B = \psi'_L L_c$	
B. CALCULUL DE VERIFICARE			
8	$\sigma_c$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_c = \sqrt{\left(\frac{106\sqrt{i_s^2 + 1}}{L}\right)^3 \frac{M_{t1} k_c}{(1 - 0,5\psi'_L)\psi'_L v\beta}} \leq \sigma_{ac}$	
9	$\sigma_t$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{t1,2} = \frac{0,64 M_{t1,2} k_t}{z_{1,2} c'_{f1,2} k_s B m_n^2} \leq \sigma_{at1,2}$	$\sigma_{t1,2} = \frac{0,64 M_{t1,2} k_t \cos\beta_{dm}}{z_{1,2} c'_{f1,2} k_s B m_n^2} \leq \sigma_{at1,2}$
Parametrii din relația $\sigma_t$	$c'_f$	în funcție de $z_\Sigma = \frac{z}{\cos\beta_d}$	$z_\Sigma = \frac{z}{\cos\beta_d \cos^3\beta_{dm}}$
	$\sigma_{at}$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{at} = \frac{k'_1 \sigma_{-1}}{k_\sigma c_t} ;$ <p><math>\sigma_{-1}</math> — în funcție de material, din tabelul AII-1</p> <p><math>k_\sigma</math> — v. tabelul AI-88 ;</p> <p><math>k'_1 = \sqrt[3]{\frac{N_{GB}}{N_G}} ; c_t</math> — v. tabelul AI-89</p>	

Tabelul 78

## Metodica de calcul a angrenajelor melcate [12, 13, 21 41]

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări
A. CALCULUL DE DIMENSIONARE		
1	A, cm	$A = \left(\frac{z_2}{q} + 1\right) \sqrt[3]{M_{t2} k_m \left(\frac{545}{\frac{z_2}{q} \sigma_{ac2}}\right)^2}$

Tabelul 78 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul, Recomandări
Parametrii din relația A	$M_{t2}$ , daN·cm	Este indicat în tema de proiectare sau se determină cu relația : $M_{t2} = M_{t1} i \eta$ în care : $M_{t1} = 95\,500 \frac{P[\text{kW}]}{n_1^{[\text{rot/min}]}} ;$ $\eta$ — conform tabelului AI-90
	$k_m$	Se alege preliminar $k_m = 1 \dots 1,3$
	$z_1, z_2$	$z_1$ se alege în funcție de raportul de transmitere din tabelul AI-91 ; $z_2 = i z_1$ .
	$q$	$q$ se alege în funcție de modulul $m_a$ sau puterea $P$ , v. tabelul AI-92
	$\sigma_{ac}$ , daN/cm <sup>2</sup>	Se determină pentru roata melcată $\sigma_{ac2} = k_{1m} \sigma_{ac02}$ în care : $k_{1m} = \sqrt[6]{\frac{N_{CB}}{N_C}} ; N_{CB} = 10^7, \text{ cicluri} ; N_C = 60 n L_h ;$ $L_h$ — durata de funcționare a angrenajului, în ore ; $\sigma_{ac0}$ — conform tabelului AII-20 și AII-21.
2	$A_{STAS}$ , cm	Se recomandă rotunjirea valorii lui $A$ pînă la o valoare conform STAS 6055-68.
3	Se stabilesc elementele geometrice conform tabelului 75	
B. CALCULUL DE VERIFICARE		
4	$\sigma_{c2}$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{c2} = \frac{545}{\frac{z_2}{q}} \sqrt[3]{M_{t2} k_m \left( \frac{\frac{z_2}{q} + 1}{A} \right)^3} < \sigma_{ac}$
5	$k_m$	$k_m = k_{rm} k_{dm}$ $k_{rm} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3, \theta - \text{conform tabelului AI-93} ; k_{rm} = 1,$ pentru încărcare constantă ; $k_{dm}$ — conform tabelului AI-95, în funcție de clasa de precizie care se determină în funcție de $v = \frac{\pi D_{01} n_1}{60 \cdot 1000}$ [m/s], din tabelul AI-94.

Nr. ord.	Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
6	$\sigma_{i2}$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{i2} = \frac{0,64 M_{t2} k_m}{z_2(q + 1,5) c_{fm2} m_a^3} < \sigma_{at2}^*)$
Parametrii din relația $\sigma_i$	$c_{fm2}$	$c_{fm2}$ — conform tabelului AI-96
	$\sigma_{at}$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\sigma_{at} = \frac{k'_{1m} \sigma_{-1}}{k_{\sigma c}}$ <p><math>\sigma_{-1}</math> — în funcție de material, din tabelul AI-1,  <math>k_{\sigma}</math> — tabelul AI-88; <math>c = 1,5 \dots 2,5</math>;</p> $k'_{1m} = \sqrt[5]{\frac{10^6}{N_C}}$
<b>OBSERVAȚIE</b>		
La angrenajele melcate este necesară și o verificare a condiției de limitare a încălzirii prin stabilirea temperaturii băii de ulei și compararea acesteia cu o temperatură admisibilă. Relațiile care se folosesc pentru această verificare sînt prezentate în [55] p. 828—829.		
*) Calculul la încovoiere prezintă interes la angrenajele foarte lente și în special la cele ma nuale.		

o serie de factori de corecție care țin seama de formă, material, tehnologie, precizie, condiții de funcționare. Recomandările orientative pentru alegerea acestor factori sînt prezentate în tabelele 76—78.

Pentru calculul orientativ al transmisiilor — care funcționează timp îndelungat ( $N_C > N_{CB}$ ) — se poate considera

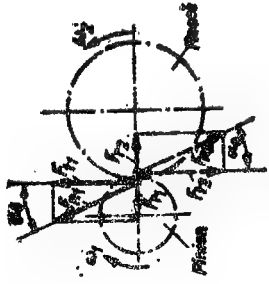
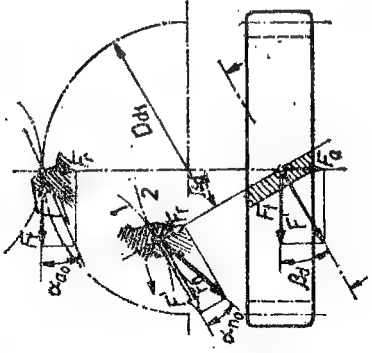
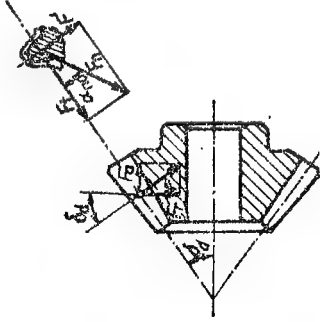
$$\sigma_{ac} = \sigma_{ac0}$$

La transmisiile cu o funcționare limitată ( $N_C < N_{CB}$ ), rezistență admisibilă la solicitarea de contact — pentru angrenajele cu dantura dreaptă, cilindrice sau conice — se alege ca fiind cea mai mică dintre valorile calculate  $\sigma_{ac1}$  și  $\sigma_{ac2}$  (v. tabelele 76 și 77), iar pentru angrenajele cu dantură înclinată — semisuma valorilor calculate  $\sigma_{ac1}$  și  $\sigma_{ac2}$  (v. tabelele 76 și 77). În cazul în care numărul ciclurilor de funcționare este mult mai mic decît numărul ciclurilor de bază — pentru a nu se depăși limita de curgere — se limitează valoarea rezistenței admisibile la contact

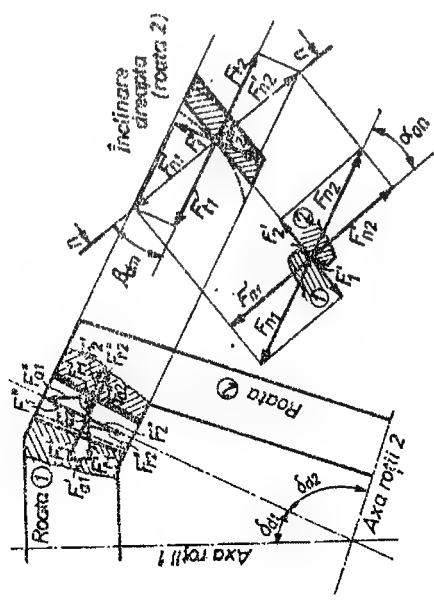
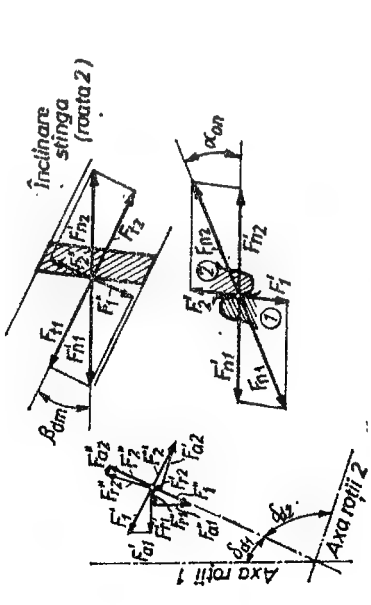
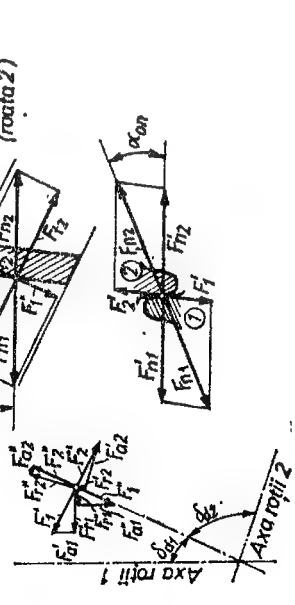
$$\sigma_{ac} = (1,5 \dots 1,6) \sigma_{ac0}.$$

Roțile dințate executate din materiale cu HB < 350 se calculează la solicitarea de contact, efectuîndu-se o verificare la solicitarea de încovoiere. În cazul roților dințate executate din materiale cu HB > 350 se efectuează un calcul de dimensionare din condiția de rezistență la solicitarea de încovoiere (se determină  $m$ ) [12, 41].

Relațiile pentru calculul forțelor din angrenaje [9, 12, 13, 21, 41]

Schiță	Tipul angrenajului	Denumirea forței	Log.10	Relațiile pentru calculul forțelor
	cilindric	tangen- țială	$F_t$	$F_t = \frac{2M_t}{D_d}$
		radială	$F_r$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_0$
	cilindric	tangen- țială	$F_t$	$F_t = \frac{2M_t}{D_d}$
		radială	$F_r$	$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0}}{\cos \beta_d}$
	conic	axială	$F_a$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_d$
		tangen- țială	$F_t$	$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{a1}}$
		radială	$F_r$	$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{D_{a2}}$
		axială	$F_a$	$F_{r1} = F_{t1} \cos \delta_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{n0}$
		axială	$F_a$	$F_{r2} = F_{a1}$
		axială	$F_a$	$F_{a1} = F_{t1} \sin \delta_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{n0}$
		axială	$F_a$	$F_{a2} = F_{r1}$

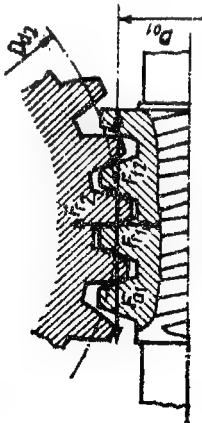


conic					
	tangen- țială	$F_t$	pinion	$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{dm1}}$	
			roată	$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{D_{dm2}} ; F_{r2} = F_{t1}$ (neglijind pierderile)	
	radială	$F_r$	pinion	$F_{r1} = F'_{r1} \mp F''_{r1} =$ $F_{t1} \left( \frac{\cos \delta_{d1}}{\cos \beta_{dm}} \mp \frac{\cos \delta_{d1}}{\cos \beta_{dm}} \right)$	
			roată	$F_{r2} = F'_{r2} \pm F''_{r2} =$ $F_{t2} \left( \frac{\cos \delta_{d2}}{\cos \beta_{dm}} \pm \frac{\cos \delta_{d2}}{\cos \beta_{dm}} \right)$	
	axială	$F_a$	pinion	$F_{a1} = F'_{a1} \pm F''_{a1} =$ $F_{t1} \left( \frac{\sin \delta_{d1}}{\cos \beta_{dm}} \pm \frac{\sin \delta_{d1}}{\cos \beta_{dm}} \right)$	
			roată	$F_{a2} = F'_{a2} \mp F''_{a2} =$ $F_{t2} \left( \frac{\sin \delta_{d2}}{\cos \beta_{dm}} \mp \frac{\sin \delta_{d2}}{\cos \beta_{dm}} \right)$	

\*) 1. Pentru  $\delta_d = \delta_{d1} + \delta_{d2} = 90^\circ$ ,  $F_{a1} = F_{r2}$  și  $F_{r1} = F_{a2}$ .

2. Dacă sensul înclinării dinților coincide cu sensul de rotație al roții (privită dinspre diametrul maxim) în relația forței axiale se introduce sensul plus. În caz contrar se introduce sensul minus.

Tabelul 79 (continuare)

Schifă	Tipul angrenajului	Denumirea forței	Simbol	Relațiile pentru calculul forțelor
	melcat	tangen- țială	$F_t$	$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{01}}$
				$F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi')}$
		radială	$F_r$	$F_{r1} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0} \cos \varphi'}{\sin(\beta_0 + \varphi')}$
				$F_{r2} = F_{r1}$
		axială	$F_a$	$F_{a1} = F_{t2}$
				$F_{a2} = F_{t1}$

În general, la angrenajele melcate, distanța dintre axe  $A$  se determină prin încercări — adoptându-se diferiți  $q$  (conform STAS) — pentru a se putea păstra raportul de transmitere indicat. În practica de proiectare, se obțin rezultate mult mai aproape de condițiile impuse folosind — la aceste angrenaje — deplasarea de profil.

Relațiile pentru calculul forțelor în angrenajele cilindrice, conice și melcate, sînt indicate în tabelul 79.

**355** Să se determine — din condiția de rezistență la contact — distanța dintre axe la angrenajul cilindric cu dinți drepți, capabil să transmită o putere  $P = 3$  kW la o turație  $n = 1250$  rot/min știind că: materialul pinionului este 40 C 10, STAS 791-66 ( $HB = 270$ ) și al roții OLC 60, STAS 880-66 ( $HB = 230$ ); raportul de transmitere  $i_z = 3,8$ ; coeficientul de corecție al sarcinii  $k_c = 1,3$ ; durată de funcționare a angrenajului  $L_h = 2000$  ore.

### Rezolvare :

Se calculează momentul de torsiune :

$$M_t = 95500 \frac{P[\text{kW}]}{n[\text{rot/min}]} = 95500 \frac{3}{1250} = 229,2 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Distanța dintre axe se calculează cu relația corespunzătoare din tabelul 76, determinîndu-se preliminar :

- se adoptă conform tabelului AI-85,  $\psi_A = 0,3$ ;
- rezistența admisibilă la contact

$$\sigma_{ac1} = \sigma_{ac01} k_{11}; \quad \sigma_{ac2} = \sigma_{ac02} k_{12};$$

se adoptă din tabelul 76,  $\sigma_{ac0} = 27$  HB, obținîndu-se

$$\begin{aligned} \sigma_{ac01} &= 27 HB_1 = 27 \cdot 270 = 7290 \text{ daN/cm}^2; \quad \sigma_{ac02} = 27 \cdot HB_2 = \\ &= 27 \cdot 230 = 6210 \text{ daN/cm}^2; \end{aligned}$$

— conform relației din tabelul 76 :

$$\begin{aligned} N_{c1} &= 60n L_h = 60 \cdot 1250 \cdot 2000 = 15 \cdot 10^7 \text{ cicluri}; \quad N_{c2} = 60 \left( \frac{1250}{3,8} \right) \cdot 2000 = \\ &= 3,95 \cdot 10^7 \text{ cicluri.} \end{aligned}$$

Deoarece  $N_{c1} > N_{c2} = 10^7$  cicluri și  $N_{c2} > N_{cB}$  rezultă că  $k_{11} = k_{12} = 1$  și atunci  $\sigma_{ac1} = \sigma_{ac01}$ ;  $\sigma_{ac} = \sigma_{ac02}$ ; se adoptă  $\sigma_{ac} = \sigma_{ac2} = 6210 \text{ daN/cm}^2$ , deoarece  $\sigma_{ac2} < \sigma_{ac1}$ . Cu aceste date se obține în final (v. tabelul 76) :

$$A = 106 (i_z + 1) \sqrt[3]{\frac{M_t k_c}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2}} = 106 (3,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{229,2 \cdot 1,3}{0,3 \cdot 3,8 \cdot 6210^2}} = 9,62 \text{ cm}$$

adoptîndu-se, din STAS 6055-68,  $A = 100$  mm.

**356** La un angrenaj cilindric cu dinți drepti a rezultat (din calculul de dimensionare la contact)  $A = 100$  mm pentru  $i_z = 3$ ,  $k_t = k_c = 1,4$ . Știind că  $m = 2$  mm,  $B = 30$  mm, iar materialul pinionului este OLO 45, se cere să se verifice dintele la solicitarea de încovoiere.

### Rezolvare :

Se determină elementele componente din relația efortului unitar de încovoiere (v. tabelul 76). Astfel: pentru  $z_1 = \frac{2A}{m(i_z + 1)} = 25$  dinți, rezultă  $c_f = 0,1355$ , din figura AI-20. Momentul de torsiune, capabil a fi transmis, din condiția de rezistență la contact (v. tabelul 76):

$$M_{t1} = \left[ \frac{A}{106(i_z + 1)} \right]^3 \frac{\psi_A}{k_c} i_z \sigma_{ac}^2 = \left( \frac{10}{106 \cdot 4} \right)^3 \frac{0,3}{1,4} \cdot 3 \cdot 5200^2 = 228 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde:  $k_c = 1,4$ ;  $\psi_A = \frac{B}{A} = \frac{30}{100} = 0,3$ ;  $\sigma_{ac1} = \sigma_{ac01} = 26\text{HB} = 26 \cdot 200 = 5200 \text{ daN/cm}^2$ .

Se calculează efortul unitar, efectiv de încovoiere (v. tabelul 76):

$$\sigma_i = 0,64 \frac{M_t k_t}{z B m^2 c_f} = 0,64 \frac{228 \cdot 1,4}{25 \cdot 3 \cdot 0,2^2 \cdot 0,1355} = 502,55 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

$$\text{unde: } \sigma_{at} = \frac{k'_1 \sigma_{-1}}{k_\sigma c_t} = \frac{1 \cdot 2700}{1,5 \cdot 2} = 900 \text{ daN/cm}^2,$$

introducîndu-se  $\sigma_{-1} = 2700 \text{ daN/cm}^2$  (v. tabelul AII-1);  $k_\sigma = 1,5$  (v. tabelul AI-88);  $c_t = 2$  (v. tabelul AI-89),  $k'_1 = 1,0$  (v. tabelul 76).

**357** La un angrenaj cilindric cu dinți drepti se cunosc  $A = 140$  mm,  $D_{a1} = 96$  mm,  $D_{a2} = 200$  mm. Știind că este vorba de un angrenaj zero, cu înălțimea normală a dinților ( $h = 2,25 m$ ) să se determine: modulul de angrenare, numerele de dinți, raportul de transmitere.

### Rezolvare :

Din datele problemei rezultă un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute:

$$\begin{cases} m(z_1 + z_2) = 2A; \\ m(z_1 + 2) = D_{a1}; \\ m(z_2 + 2) = D_{a2}; \end{cases} \quad \begin{cases} m(z_1 + z_2) = 280 \text{ mm}; \\ m(z_1 + 2) = 96 \text{ mm}; \\ m(z_2 + 2) = 200 \text{ mm}. \end{cases}$$

Din acest sistem se obține

$$\begin{cases} m(z_1 + z_2 + 4) = 296 \text{ mm;} \\ m(z_1 + z_2) = 280 \text{ mm,} \end{cases}$$

de unde :

$$4m = 296 - 280; m = 4 \text{ mm};$$

$$z_1 = \frac{D_{e1}}{m} - 2 = \frac{96}{4} - 2 = 22 \text{ dinți};$$

$$z_2 = \frac{D_{e2}}{m} - 2 = \frac{200}{4} - 2 = 48 \text{ dinți},$$

iar raportul de transmitere

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{22} = 2,1818.$$

**358** Un malaxor este acționat de un electromotor prin intermediul unui reductor în două trepte (fig. 214). Să se calculeze efortul unitar efectiv de încovoiere al dinților roților angrenajului din treapta a II-a a reductorului. Puterea transmisă de prima treaptă  $P_1 = 2 \text{ kW}$  la  $n = 1000 \text{ rot/min}$ . Pinionul treptei a doua are o turație  $n_2 = 233 \text{ rot/min}$ . Se cunosc :  $D_{a3} = 57 \text{ mm}$ ,  $D_{a4} = 240 \text{ mm}$ ,  $m = 3 \text{ mm}$ ,  $k_t = k_c = 1,3$  și  $\psi_A = 0,4$ .

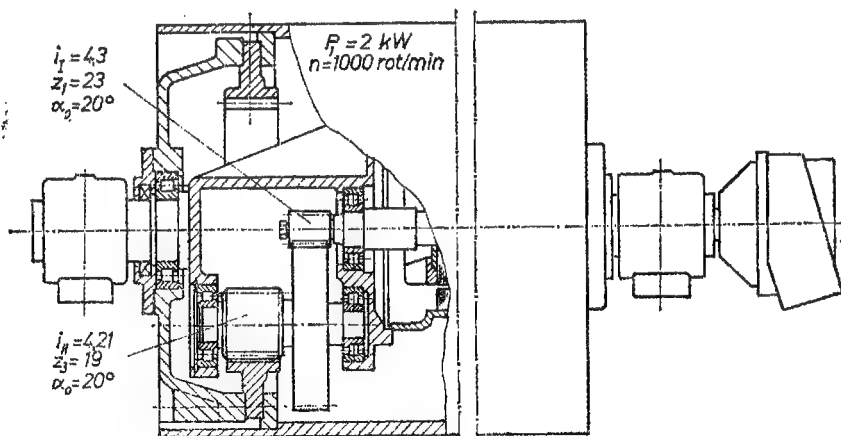


Fig. 214

**Rezolvare :**

Materialul roților dințate nu este indicat. Din datele problemei se poate determina valoarea efortului unitar efectiv de contact, adoptându-se apoi — în funcție de valoarea obținută — materialul necesar pentru roată și pinion.

Conform tabelului 76 rezultă

$$\sigma_c = \sqrt{\left[ \frac{106(i_z - 1)}{A} \right]^3 \frac{M_{t3} k_c}{\psi_A \cdot i_z}} = \sqrt{\left( \frac{106 \cdot 3,21}{9,15} \right)^3 \frac{803,34 \cdot 1,4}{0,4 \cdot 4,21}} =$$

$$= 5867,4 \text{ daN/cm}^2,$$

unde s-a înlocuit:  $M_{t3} = 95\,500 \frac{P_2}{n_2} = 95\,500 \frac{1,96}{233} = 803,34 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;

$$P_2 = \eta P_1 = 0,98 \cdot 2 = 1,96 \text{ kW} (\eta_{cu} = 0,98, \text{ v. tabelul AI-90}); A =$$

$$= \frac{D_{a4} - D_{a3}}{2} = \frac{240 - 57}{2} = 91,5 \text{ mm}; i_z = \frac{D_{a4}}{D_{a3}} = \frac{240}{57} = 4,21.$$

Se consideră  $\sigma_c = \sigma_{ac}$  și se determină duritatea necesară a materialului roții\*):

$$HB_{roată} = \frac{\sigma_{ac}}{27} = \frac{5867,4}{27} = 217,3,$$

în funcție de această duritate adoptându-se ca material pentru roată: OLC 60, STAS 880-66, cu  $\sigma_{-1} = 3200 \text{ daN/cm}^2$  și  $HB = 200 \dots 240$ .

Deoarece se recomandă  $HB_{pinion} = HB_{roată} + (20 \dots 50) = 250$ , se alege ca material pentru pinion 40 C 10, STAS 791-66, cu  $\sigma_{-1} = 3600 \text{ daN/cm}^2$  și  $HB = (235 \dots 341)$ .

Se determină efortul unitar de încovoiere

$$\sigma_{i3} = 0,64 \frac{M_{t3} k_i}{z_3 c_{f3} B m^2} = 0,64 \frac{803,34 \cdot 1,3}{19 \cdot 0,123 \cdot 3,66 \cdot 0,3^2} = 868 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai3},$$

introducînd în relația de mai sus următoarele elemente:

$$M_{t3} = 803,34 \text{ daN} \cdot \text{cm}; k_i = 1,3; z_3 = 19; B_2 = \psi_A A = 0,4 \cdot 91,5 =$$

$$= 36,6 \text{ mm}; B_1 = 40 \text{ mm}.$$

$$c_{f3} = 0,123 \text{ (v. fig. AI-20, pentru } z_3 = 19 \text{ dinți)};$$

$$\sigma_{ai3} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot c_i} = \frac{3600}{1,5 \cdot 2} = 1200 \text{ daN/cm}^2;$$

$$k_\sigma = 1,5 \text{ (v. tabelul AI-88)}; c_i = 2,0 \text{ (v. tabelul AI-89)}.$$

Observație: În calculul lui  $\sigma_{i3}$  s-a adoptat  $B_2 = 36,6 \text{ mm}$ , deoarece pinionul se execută mai lat — din condiții constructive — contactul putînd avea loc pe toată lungimea acestuia.

$$\sigma_{i4} = \sigma_{i3} \frac{c_{f3}}{c_{f4}} = 868 \frac{0,123}{0,2025} = 527,38 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai4} = 1067 \text{ daN/cm}^2,$$

---

\*) Roata are o duritate mai mică decît pinionul, la angrenajele cu dinți drepți, această valoare folosindu-se pentru dimensionarea din condiția de contact (v. tabelul 76).

cu :

$$\sigma_{at4} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} c_t} = \frac{3200}{1,5 \cdot 2} = 1067 \text{ daN/cm}^2; \quad c_{f4} = c'_{f4} \left( 1 + \frac{20}{z} \right) =$$

$$= 0,162 \cdot 1,25 = 0,2025; \quad c'_{f4} = 0,162 \text{ (v. fig. AI-20).}$$

**359** Să se dimensioneze angrenajul cilindric cu dinți drepecți al reducto-  
rului din lanțul cinematic al unei instalații de sablat, știind că  
 $P = 7 \text{ kW}$ ,  $n_1 = 750 \text{ rot/min}$  și  $i_z = 4,7$ .

### Rezolvare :

Se adoptă un oțel aliat de îmbunătățire 40 C 10, cu HB = 270, astfel  
că rezistența admisibilă la contact (v. tabelul 76) este

$$\sigma_{ac1} = 27 \text{ HB} = 27 \cdot 270 = 7290 \text{ daN/cm}^2,$$

nefiind indicată durata de funcționare.

Momentul de torsiune la intrare în reductor se calculează cu relația

$$M_n = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{7}{750} = 891,3 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

Se dimensionează angrenajul, din condiția de rezistență la contact,  
adoptîndu-se  $\psi_A = 0,3$  și  $k_c = 1,3$

$$A = 106(i_z + 1) \sqrt[3]{\frac{M_n k_c}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2}} = 106(4,7 + 1) \sqrt[3]{\frac{891,3 \cdot 1,3}{0,3 \cdot 4,7 \cdot 7290^2}} = 15,004 \text{ cm},$$

valoare care se rotunjește la  $A = 160 \text{ mm}$ , conform STAS 6055-68.

**360** Trolul din figura 215 are roțile dințate executate — în ambele  
trepte — din fontă turnată (HB = 170). Angrenajele sînt evolventice  
 $\alpha_0 = 20^\circ$ , modulul  $m = 10 \text{ mm}$  (pentru ambele trepte), numărul de dinți  
fiind  $z_1 = z_3 = 15$ , rapoartele de transmitere  $i_I = 2,8$ ,  $i_{II} = 5,6$  și  $B_I = 7m$ ;  
 $B_{II} = 1,2 B_I$ . Să se determine sarcina capabilă de ridicat, din condiția  
de rezistență la solicitarea de contact a treptei a doua. Care este forța  
necesară a fi aplicată la manivelă pentru ridicarea sarcinii  $Q$ ?

### Rezolvare :

Se determină rezistența admisibilă la solicitarea de contact. Nepreci-  
zîndu-se durata de funcționare se adoptă  $k_1 = 1$ ; deci :  $\sigma_{ac} = \sigma_{ac0}$ , iar  
 $\sigma_{ac0} = 15 \text{ HB} = 15 \cdot 200 = 3000 \text{ daN/cm}^2$  [41].

Se calculează distanțele între axe:

$$A_I = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{m z_1}{2} (1 + i_I) = \frac{10 \cdot 15}{2} \cdot 3,8 = 285 \text{ mm};$$

$$A_{II} = \frac{m}{2} (z_3 + z_4) = \frac{m z_3}{2} (1 + i_{II}) = \frac{10 \cdot 15}{2} \cdot 6,6 = 495 \text{ mm}.$$

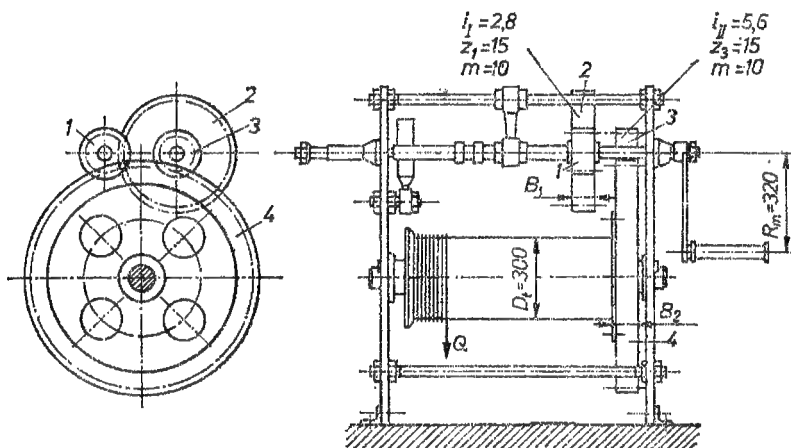


Fig. 215

Se determină lățimile coroanelor dințate, precum și coeficienții de lățime:

$$B_I = 7m = 7 \cdot 10 = 70 \text{ mm}; B_{II} = 1,2 B_I = 1,2 \cdot 70 = 84 \text{ mm};$$

$$\psi_{AI} = \frac{B_I}{A_I} = \frac{70}{285} = 0,245; \psi_{AII} = \frac{B_{II}}{A_{II}} = \frac{84}{495} = 0,17.$$

Deoarece nu se prevăd sarcini dinamice ( $k_d = 1$ ), rotirea cu manivela executându-se la viteze foarte mici, se admite  $k_c = k_r$ :

$$k_{r1} = 1,0875; \quad k_{r2} = 1,105,$$

$$\begin{aligned} \text{care s-au ales din tabelul AI-86 în funcție de } \psi_{d1} &= \frac{\psi_{AI}}{2} (1 + i_I) = \\ &= \frac{0,245}{2} \cdot 3,8 = 0,4655; \quad \psi_{d2} = \frac{\psi_{AII}}{2} (1 + i_{II}) = \frac{0,17}{2} \cdot 6,6 = 0,56. \end{aligned}$$



Din relația distanței dintre axe (v. tabelul 76) se obține pentru cazul analizat :

$$M_{t2} = \left[ \frac{A_{II}}{106(i_{II} + 1)} \right]^3 \frac{\psi_{AII} i_{II} \sigma_{ac}^2}{k_c} = \left[ \frac{49,5}{106 \cdot 6,6} \right]^3 \frac{0,17 \cdot 5,6 \cdot (3000)^2}{1,105} = 2746 \text{ daN} \cdot \text{cm.}^*$$

Momentul la roata dispusă pe același arbore cu tamburul\*)

$$M_u = i_{II} M_{t2} = 5,6 \cdot 2746 = 15\,377 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

forța  $Q$  determinându-se cu relația :

$$Q = \frac{M_u}{R_t} = \frac{15\,377}{15} = 1025 \text{ daN}.$$

Momentul de torsiune la pinionul de intrare :

$$M_{t1} = \frac{M_u}{i_{tot}} = \frac{M_u}{i_t i_{II}} = \frac{15\,377}{2,8 \cdot 5,6} = 980 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar forța la manivelă :

$$F_{man} = \frac{M_{t1}}{R_m} = \frac{980}{32} = 30,6 \text{ daN}.$$

Pentru ridicarea sarcinii  $Q_{limita}$  sînt necesari doi muncitori, dacă fiecare depune o forță manuală de circa 16 daN.

**361** Să se determine parametrii de definire ai angrenajului din problema 359.

### Rezolvare :

Conform tabelului 76 rezultă  $\vartheta_m = 0,03 \dots 0,015$ , obținându-se

$$m = (0,03 \dots 0,015) 160 = 4,8 \dots 2,4 \text{ mm}.$$

Conform STAS 822-61 se adoptă  $m = 3 \text{ mm}$ , rezultînd

$$z_s = \frac{2A}{m} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 160}{3} = 106,66 \approx 106 \text{ dinți},$$

de unde :

$$z_1 = \frac{z_s}{i_z + 1} = \frac{106}{4,7 + 1} = 18,596 \approx 19 \text{ dinți};$$

$$z_2 = z_s - z_1 = 106 - 19 = 87 \text{ dinți}.$$

---

\*) În aceste calcule nu s-a ținut seama de randament.

Rezultă raportul de angrenare real

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{87}{19} = 4,58,$$

cu o abatere de

$$\frac{4,7 - 4,58}{4,7} 100 = 2,55\% < 3\%.$$

Distanța dintre axe, de referință, este

$$A_0 = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) = \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 106 = 159 \text{ mm},$$

pentru obținerea distanței dintre axe  $A = 160$  mm, fiind necesară realizarea unui angrenaj plus, cu unghiul de angrenare

$$\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0 = \frac{159}{160} \cdot \cos 20^\circ = 0,93382; \alpha_r = 20^\circ 57' 42''.$$

Deplasările de profil necesare sînt

$$\begin{aligned} \xi_s &= \xi_1 + \xi_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha_r - \operatorname{inv} \alpha_0}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} z_s = \\ &= \frac{0,0172467 - 0,014904}{2 \cdot 0,36397} \cdot 106 = 0,341137. \end{aligned}$$

Deplasarea de profil a roții 1 este

$$\xi_1 = 0,03(30 - z_1) = 0,03(30 - 19) = 0,33,$$

pentru roata 2 rezultînd

$$\xi_2 = \xi_s - \xi_1 = 0,341137 - 0,33 = 0,011137.$$

Lățimea roților este

$$\begin{aligned} B_2 &= \psi_A A = 0,3 \cdot 160 = 48 \text{ mm}; B_1 = B_2 + (1 \dots 5) \text{ mm} = \\ &= 48 + 4 = 52 \text{ mm}. \end{aligned}$$

**362** Raportul de transmitere al primei trepte a reductorului din fig. 214 este  $i_1 = 4,3$ . Se cunosc:  $z_1 = 23$  dinți;  $m = 1,5$  mm;  $\alpha_0 = 20^\circ$ . Să se determine elementele geometrice ale roților angrenajului zero și gradul de acoperire.

## Rezolvare :

Numărul de dinți ai roții 2 :

$$z_2 = i \cdot z_1 = 4,3 \cdot 23 = 98,9, \text{ se adoptă } z_2 = 99 \text{ dinți};$$

Raportul real de transmitere :

$$i_{\text{real}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{99}{23} = 4,304;$$

Diametrele de divizare :

$$D_{a1} = m z_1 = 1,5 \cdot 23 = 43,5 \text{ mm}; D_{a2} = m z_2 = 1,5 \cdot 99 = 148,5 \text{ mm};$$

Diametrele de cap :

$$D_{e1} = D_{a1} + 2a_0 = D_{a1} + 2m = 43,5 + 3 = 46,5 \text{ mm};$$

$$D_{e2} = D_{a2} + 2a_0 = D_{a2} + 2m = 148,5 + 3 = 151,5 \text{ mm};$$

Diametrele de picior :

$$D_{f1} = D_{a1} - 2b_0 = D_{a1} - 2,5 m = 43,5 - 3,75 = 39,75 \text{ mm};$$

$$D_{f2} = D_{a2} - 2b_0 = D_{a2} - 2,5 m = 148,5 - 3,75 = 144,75 \text{ mm};$$

Distanța între axe (angrenaj zero) :

$$A = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{43,5 + 148,5}{2} = 96 \text{ mm};$$

Diametrele de bază :

$$D_{b1} = D_{a1} \cos \alpha_0 = 43,5 \cdot 0,9397 = 40,68 \text{ mm};$$

$$D_{b2} = D_{a2} \cos \alpha_0 = 148,5 \cdot 0,9397 = 139,54 \text{ mm}.$$

Gradul de acoperire se calculează cu relația (v. tabelul 71) :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha_0}{p_b} =$$
$$= \frac{\sqrt{18,75^2 - 16,21^2} + \sqrt{75,75^2 - 69,77^2} - 96 \cdot 0,342}{4,426} = 1,7238,$$

$$\text{în care : } R_{e1} = \frac{D_{e1}}{2} = \frac{46,5}{2} = 23,25 \text{ mm}; R_{b1} = \frac{D_{b1}}{2} = \frac{40,68}{2} =$$

$$= 20,34 \text{ mm}; R_{e2} = \frac{D_{e2}}{2} = \frac{151,5}{2} = 75,75 \text{ mm}; R_{b2} =$$

$$= \frac{D_{b2}}{2} = \frac{139,54}{2} = 69,77 \text{ mm}; p_b = p_a \cos \alpha_0 = \pi m \cos 20^\circ =$$

$$3,14159 \cdot 1,5 \cdot 0,9397 = 4,426 \text{ mm}; \sin \alpha_0 = \sin 20^\circ = 0,342.$$

**363** Să se determine principalele elemente geometrice ale roților dințate din problema 361 și să se verifice evitarea ascuțirii capului dintelui.

**Rezolvare :**

Se cunosc :  $m = 3$  mm ;  $z_1 = 19$  dinți ;  $z_2 = 87$  dinți ;  $\xi_1 = 0,33$  și  $\xi_2 = 0,011137$ . Conform tabelului 79 rezultă :

Diametrul de divizare :

$$D_{a1} = mz_1 = 3 \cdot 19 = 57 \text{ mm} ; D_{a2} = mz_2 = 3 \cdot 87 = 261 \text{ mm} ;$$

$$\text{Înălțimea capului dintelui } a_d = m(f_0 + \xi) :$$

$$a_{d1} = 3(1 + 0,33) = 3,99 \text{ mm} ; a_{d2} = 3(1 + 0,011137) = 3,0334 \text{ mm} ;$$

$$\text{Înălțimea piciorului dintelui } b_d = m(f_0 + w_0 - \xi) :$$

$$b_{d1} = 3(1 + 0,25 - 0,33) = 2,76 \text{ mm} ; b_{d2} = 3(1 + 0,25 - 0,011137) = 3,7166 \text{ mm} ;$$

$$\text{Înălțimea dintelui } h = a_d + b_d :$$

$$h_1 = h_2 = 3,99 + 2,76 = 3,0334 + 3,7166 = 6,75 \text{ mm} ;$$

$$\text{Diametrul de cap } D_e = D_d + 2a_d :$$

$$D_{e1} = 57 + 2 \cdot 3,99 = 64,98 \text{ mm} ; D_{e2} = 261 + 2 \cdot 3,0334 = 267,0668 \text{ mm} ;$$

$$\text{Diametrul de picior } D_i = D_d - 2b_d :$$

$$D_{i1} = 57 - 2 \cdot 2,76 = 51,48 \text{ mm} ; D_{i2} = 261 - 2 \cdot 3,7166 = 253,5668 \text{ mm} ;$$

$$\text{Diametrul de bază } D_b = D_d \cos \alpha_0 :$$

$$D_{b1} = 57 \cdot 0,93969 = 53,56233 \text{ mm} ; D_{b2} = 261 \cdot 0,93969 = 245,25909 \text{ mm} ;$$

Gradul de acoperire :

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\sqrt{R_{a1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha_0} = \\ &= \frac{\sqrt{32,49^2 - 26,78^2} + \sqrt{133,5^2 - 122,63^2} - 160 \cdot 0,34202}{3,14 \cdot 3 \cdot 0,93969} = 1,856. \end{aligned}$$

Deoarece roata conducătoare se execută cu deplasare de profil mai mare se calculează :

$$D_{v1} = \frac{D_{b1}}{\cos \alpha_{v1}} = \frac{53,56233}{0,81240} = 65,93 \text{ mm}.$$

Din tabelul 71

$$\operatorname{ev} \alpha_{v1} = \frac{0,5\pi + 2\xi_1 \operatorname{tg} \alpha_0}{z_1} = \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot 0,33 \cdot 0,36397}{19} = 0,09531,$$

obținându-se  $\alpha_{v1} = 35^\circ 41'$  ;  $\cos \alpha_{v1} = 0,81240$ .

Se verifică (v. tabelul 71) :

$$D_{a1} - D_{a1} = 65,93 - 64,98 = 0,95 \text{ mm}$$

$$D_{a1} - D_{a1} = 0,95 \text{ mm} < 0,334 m = 1,002 \text{ mm},$$

ceea ce implică redistribuirea deplasării specifice totale pe cele două roți și refacerea calculelor aferente pentru îndeplinirea condiției de evitare a ascuțirii dintelui.

**364** Să se determine cota peste  $n$  dinți a roții dințate cu dinți drepți, cu  $z = 75$ ,  $m = 3$  și  $\xi = -0,2212$ .

### Rezolvare :

Conform tabelului 71 rezultă numărul de dinți peste care se efectuează măsurătoarea :

$$n = z \frac{\alpha_0}{180} + 0,5 = 75 \frac{20}{180} + 0,5 = 8,83 \approx 9 \text{ dinți},$$

rezultând

$$\begin{aligned} L_9 &= m \cos \alpha_0 [(n - 0,5)\pi + z \operatorname{inv} \alpha_0] + 2m \xi \sin \alpha_0 = \\ &= 3 \cos 20^\circ [(9 - 0,5)\pi + 75 \operatorname{inv} 20^\circ] - 2 \cdot 3 \cdot 0,2212 \sin 20^\circ = 77,1749 \text{ mm}. \end{aligned}$$

**365** Să se determine modulul și deplasarea specifică a unei roți dințate, știind că  $z = 60$  dinți,  $L_7 = 40,658 \text{ mm}$  și  $L_8 = 46,562 \text{ mm}$ , iar  $\alpha_0 = 20^\circ$ .

### Rezolvare :

Din tabelul 71 rezultă

$$p_b = \pi m \cos \alpha_0 = L_8 - L_7 = 5,904 \text{ mm},$$

de unde

$$m = \frac{p_b}{\pi \cos \alpha_0} = \frac{5,904}{3,14159 \cdot 0,93969} = 1,999 \approx 2 \text{ mm}.$$

Deplasarea specifică a profilului este :

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{1}{2 m \sin \alpha_0} \{L_7 m \cos \alpha_0 [(n - 0,5)\pi + z \operatorname{inv} \alpha_0]\} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 2 \cdot \sin 20^\circ} \{40,658 - 2 \cos 20^\circ [(7 - 0,5) \pi + 60 \operatorname{inv} 20^\circ]\} = 0,438. \end{aligned}$$

**366** Un mecanism pinion-cremalieră (fig. 216), realizează — pentru masa unei raboteze longitudinale — o mișcare alternativă. La o turație  $n_1 = 20$  rot/min, masa trebuie să se deplaseze cu o viteză  $v_m = 10$  m/min. Să se calculeze principalele elemente geometrice ale roții și gradul de acoperire  $\varepsilon$ , cunoscând modulul  $m = 3$  mm. Să se determine lungimea peste  $n$  dinți.

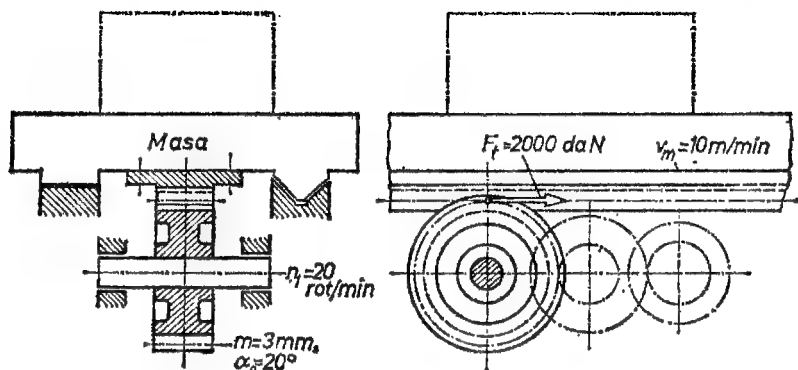


Fig. 216

### Rezolvare :

Se determină diametrul de divizare  $D_{d1}$  cu relația :

$$D_{d1} = \frac{60v}{\pi n_1} = \frac{60 \cdot 0,167}{3,14 \cdot 20} = 0,159 \text{ m} = 159 \text{ mm},$$

în care s-a înlocuit :  $v = v_m/60 = 10/60 = 0,167$  m/s.

Numărul de dinți ai roții :

$$z_1 = \frac{D_{d1}}{m} = \frac{159}{3} = 53 \text{ dinți.}$$

Diametrul cercului de cap  $D_{e1}$

$$D_{e1} = D_{d1} + 2a_0 = 159 + 2 \cdot 3 = 165 \text{ mm.}$$

Diametrul cercului de picior  $D_{i1}$

$$D_{i1} = D_{d1} - 2(a_0 + c_0) = 159 - 2 \cdot 3,75 = 151,5 \text{ mm.}$$

Diametrul cercului de bază

$$D_{b1} = D_{d1} \cos \alpha_0 = 159 \cdot 0,9397 = 149,4 \text{ mm.}$$

Se determină gradul de acoperire (v. tabelul 71) :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{d1}^2 - R_{b1}^2} + \frac{a_0}{\sin \alpha_0} - R_{d1} \sin \alpha_0}{\pi m \cos \alpha_0} =$$

$$= \frac{\sqrt{82,5^2 - 74,7^2} + \frac{3}{0,342} - 79,5 \cdot 0,342}{3,14 \cdot 3 \cdot 0,9397} = 1,874.$$

Se calculează lungimea peste  $n$  dinți, determinându-se preliminar numărul  $n$  de dinți peste care se măsoară lungimea  $L_n$  :

$$n = \frac{z}{9} + 0,5 = \frac{53}{9} + 0,5 = 6,38 ;$$

se adoptă  $n = 7$  dinți, rezultând

$$L_7 = m \cos \alpha_0 [(n - 0,5) \pi + z \operatorname{inv} \alpha_0] = 3 \cdot 0,9397 [6,5 \cdot 3,14 +$$

$$+ 53 \cdot 0,0149] = 59,793 \text{ mm},$$

pentru  $\alpha_0 = 20^\circ$ ,  $\operatorname{inv} \alpha_0 = 0,0149$ .

**367** Să se determine deplasările specifice de profile pentru un angrenaj cilindric cu dinți drepți avînd  $z_1 = 12$ ,  $z_2 = 38$ ,  $m = 4$ , la care să se evite la limită interferența roții 1, iar distanța dintre axe să fie conform STAS 6055-68.

### Rezolvare :

Conform tabelului 71, deplasarea specifică minimă a roții este  $\xi_{1\min} = \frac{14 - z_1}{17}$  ; această condiție este determinantă, admitîndu-se o ușoară interferență la baza dintelui (subtăiere), la prelucrarea roții

$$\xi_{1\min} = \frac{14 - 12}{17} = 0,117647 ;$$

se adoptă  $\xi_1 = \xi_{1\min}$ , luînd în considerare condiția din enunț :

$$A_0 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{4}{2} (12 + 38) = 100 \text{ mm},$$

valoarea lui  $A_0$ , de 100 mm, aflîndu-se în seria de valori standardizate, este necesar ca  $A = A_0$ , ceea ce corespunde unui angrenaj zero deplasat,

deci

$$\begin{cases} \xi_1 + \xi_2 = 0; \\ \xi_2 = -\xi_1; \xi_2 = -0,117647. \end{cases}$$

**368** Să se determine deplasările specifice de profil pentru un angrenaj cilindric cu dinți drepți avind  $z_1 = 12$ ,  $z_2 = 37$ ,  $m = 4$ , la care să se evite — la limită — interferența roții 1, distanța dintre axe trebuind să fie conform STAS 6055-68.

### Rezolvare :

Conform tabelului 71 :

$$\xi_1 \geq \xi_{min} = \frac{14 - z_1}{17},$$

iar conform enunțului se consideră  $\xi_1 = \xi_{min}$  :

$$\xi_1 = \xi_{min} = \frac{14 - 12}{17} = 0,117647;$$

$$A_0 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2); A_0 = \frac{4}{2}(12 + 37) = 98 \text{ mm};$$

cea mai apropiată distanță dintre axe standardizată fiind  $A = 100$  mm.  
De unde :

$$\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0 = \frac{98}{100} 0,93969 = 0,920896; \alpha_r = 22^\circ 56';$$

$$\begin{aligned} \xi_1 + \xi_2 &= \frac{(\operatorname{inv} \alpha_r - \operatorname{inv} \alpha_0)(z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} = \\ &= \frac{(0,02284 - 0,014904)(12 + 37)}{2 \cdot 0,36397} = 0,534206; \end{aligned}$$

unde :  $\operatorname{inv} \alpha_r = 0,02284$ . Prin urmare

$$\xi_2 = (\xi_1 + \xi_2) - \xi_1 = 0,534206 - 0,117647 = 0,41655;$$

$$\xi_2 = 0,41655.$$

**369** Să se proiecteze un angrenaj cilindric cu dinți drepți avind  $z_1 = 12$ ,  $z_2 = 39$ ,  $m = 4$ , la care să se evite interferența la limită pentru roata 1, iar distanța dintre axe să fie conform STAS 6055-68.



### Rezolvare :

Conform tabelului 71 :

$$\xi_1 \geq \xi_{1 \min} = \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 12}{17} = 0,117647 ;$$

$$A_0 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) ; A_0 = \frac{4}{2} (12 + 39) = 102 \text{ mm},$$

cea mai apropiată distanță standardizată fiind  $A = 100 \text{ mm}$ . Se obține :

$$\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0 = \frac{102}{100} 0,93969 = 0,9584838 ; \alpha_r = 16^\circ 34' ;$$

Se calculează deplasările specifice de profil :

$$\begin{aligned} \xi_1 + \xi_2 &= \frac{(\operatorname{inv} \alpha_r - \operatorname{inv} \alpha_0) (z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} = \\ &= \frac{(0,008337 - 0,014904) (12 + 39)}{2 \cdot 0,36397} = -0,460082, \end{aligned}$$

unde :  $\operatorname{inv} \alpha_r = 0,008337$  ; rezultă

$$\xi_2 = (\xi_1 + \xi_2) - \xi_1 ; \xi_2 = -0,460082 - 0,117647 = -0,577729.$$

Se verifică dacă la roata 2 nu apare interferența :

$$\xi_2 \geq \xi_{2 \min} = \frac{14 - z_2}{17} ; \xi_{2 \min} = \frac{14 - 39}{17} = -1,470588 ;$$

$$\xi_2 = -0,577729 > \xi_{2 \min} = -1,470588.$$

**370** Să se calculeze deplasările specifice de profil ale roților 1 și 2 ale unui angrenaj deplasat, la care se cunosc  $z_1 = 13$ ,  $z_2 = 25$ ,  $m = 2,5$ , impunându-se realizarea unei distanțe dintre axe de 48,25 mm.

### Rezolvare :

Se calculează conform tabelului 71 :

$$A_0 = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) = \frac{2,5}{2} (13 + 25) = 47,5 \text{ mm} ;$$

$$\cos \alpha_r = \frac{A_0}{A} \cos \alpha_0 = \frac{47,5}{48,25} 0,93969 = 0,92508 ; \alpha_r \approx 22^\circ 20'.$$

Se determină deplasările specifice de profil

$$\begin{aligned}\xi_s &= \xi_1 + \xi_2 = \frac{(\operatorname{inv} \alpha_r - \operatorname{inv} \alpha_0)(z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} = \\ &= \frac{(0,021019 - 0,014904)(13 + 25)}{2 \cdot 0,36397} = 0,319221,\end{aligned}$$

cu  $\operatorname{inv} \alpha_r = 0,021019$ .

Se aleg valorile lui  $\xi_1$  și  $\xi_2$ , invers proporționale cu numerele de dinți :

$$\xi_1 z_1 = \xi_2 z_2; \quad \xi_1 = \frac{\xi_s}{1 + \frac{z_1}{z_2}} = \frac{0,319221}{1 + \frac{13}{25}} = 0,2100138;$$

$$\xi_2 = \frac{\xi_s}{1 + \frac{z_2}{z_1}} = \frac{0,319221}{1 + \frac{25}{13}} = 0,1092072.$$

Se verifică dacă cu deplasarea specifică calculată, nu se produce interferența la roata 1:

$$\xi_1 \geq \xi_{1min} = \frac{14 - z_1}{17} = \frac{14 - 13}{17} = 0,05882,$$

rezultând

$$0,21017 = \xi_1 > \xi_{1min} = 0,05882.$$

**371** Cunoscînd dimensiunile și momentele caracteristice fiecărei trepte a reductorului din figura 214 să se determine forțele din angrenaje. Se cunosc:  $D_{a1} = 34,5$  mm;  $D_{a3} = 57$  mm;  $M_{t1} = 194,8$  daN·cm;  $M_{t3} = 819$  daN·cm. Să se stabilească și sensul de rotație al arborelui de ieșire față de cel de intrare.

### Rezolvare :

Cu relațiile din tabelul 79 se determină forțele tangențiale:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{a1}} = \frac{2 \cdot 194,8}{3,45} = 113 \text{ daN}; F_{t2} = \frac{2M_{t3}}{D_{a3}} = \frac{2 \cdot 819}{5,7} = 287 \text{ daN},$$

și forțele radiale :

$$\begin{aligned}F_{r1} &= F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 = 113 \cdot 0,364 = 41 \text{ daN}; F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha_0 = \\ &= 287 \cdot 0,364 = 104,5 \text{ daN}.\end{aligned}$$

La angrenajele exterioare sensul de rotație al roții este invers sensului de rotație al pinionului, la angrenajele interioare sensurile fiind identice. Reductorul din figura 214, are două trepte : una cu angrenare exterioară (treapta I-a) și una cu angrenare interioară (treapta II-a). Prin urmare, sensul de rotație al arborelui de ieșire este invers sensului de rotație al arborelui de intrare.

**372** Să se dimensioneze — din condiția de rezistență la contact — treapta I-a a reductorului coaxial prezentat în figura 217. Se cunosc :  $P_3 = 6,77 \text{ kW}$ ,  $n_3 = 60 \text{ rot/min}$ ,  $i_{tot} = 25$ ,  $\beta_{d1} = 15^\circ$ ,  $i_1 \approx 6$ ,  $\psi_A = 0,25$ ,  $\eta_{tot} =$

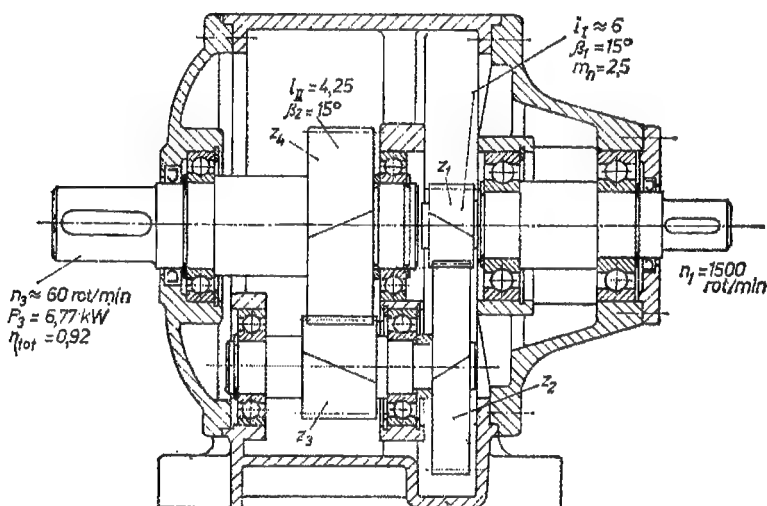


Fig. 217

$= 0,92$ . Se preconizează întrebuințarea unor materiale cu  $HB < 350$  ; durata de funcționare a reductorului  $L_h = 2000 \text{ ore}$ .

### Rezolvare :

Pentru determinarea distanței dintre axe se calculează — inițial — elementele componente ale relației (v. tabelul 76).

Momentul de torsiune

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i_{tot} \eta_{tot}} = \frac{10776}{25 \cdot 0,92} = 468,5 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

unde :  $M_{t3} = 95500 \frac{6,77}{60} = 10776 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ . Se adoptă  $k_c = 1,3$  (v. tabelul 76) și  $k_e = 1,6$  (v. tabelul 76).

Ca urmare a indicațiilor din problemă, se vor întrebuița — ca materiale — oțelurile de îmbunătățire ( $HB < 350$ ): pentru pinion OLC 60, STAS 880-66, îmbunătățit, cu  $HB_1 = 230$ ; pentru roată OLC 45, STAS 880-66, îmbunătățit, cu  $HB_2 = 200$ . Se obțin, în acest caz:

$$\sigma_{ac\ 01} = 26\ HB_1 = 26 \cdot 230 = 5980\ \text{daN/cm}^2; \sigma_{ac\ 02} = 26\ HB_2 = 26 \cdot 200 = 5200\ \text{daN/cm}^2.$$

Deoarece numărul de cicluri

$N_{C1} = 60\ n_1 L_h = 60 \cdot 1500 \cdot 2000 = 1,8 \cdot 10^8$  cicluri  $> N_{CB}$ ;  $N_{C2} = 60\ n_2 L_h = 60 \cdot 250 \cdot 2000 = 3 \cdot 10^7$  cicluri  $> N_{CB}$ , este mai mare decât numărul ciclurilor de bază  $N_{CB}$  ( $N_{CB} = 10^7$  cicluri), rezultă că  $k_{11} = 1$  și  $k_{12} = 1$ , obținându-se rezistența admisibilă la contact

$$\sigma_{ac} = \frac{5980 + 5200}{2} = 5590\ \text{daN/cm}^2.$$

Distanța între axe este:

$$A = 110(i_z + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c \cos^2 \beta_{a1}}{\psi_A k_\epsilon i_z \sigma_{ac}^2}} = 110(6 + 1) \sqrt[3]{\frac{468,5 \cdot 1,3 \cdot 0,966^2}{0,25 \cdot 1,6 \cdot 6 \cdot 5590^2}} = 15,12\ \text{cm},$$

adoptîndu-se conform STAS:  $A = 160\ \text{mm}$ .

**373** Pentru prima treaptă a reductorului din figura 217, să se determine principalele elemente geometrice, și gradul de acoperire. Se dau:  $A = 160\ \text{mm}$ ,  $i_1 = 6$ ,  $\beta_{a1} = 15^\circ$ ,  $\psi_A = 0,25$ ,  $m_n = 2,5\ \text{mm}$ .

### Rezolvare :

Se determină numărul de dinți pentru pinion și pentru roată. Din relațiile indicate în tabelul 76, se obține:

$$z_1 = \frac{2A}{m_f(i_1 + 1)} = \frac{2 \cdot 160}{2,588 \cdot 7} = 17,66; \text{ se adoptă } z_1 = 18;$$

$$z_2 = \frac{2A i_1}{m_f(i_1 + 1)} = \frac{2 \cdot 160 \cdot 6}{2,588 \cdot 7} = 105,983; \text{ se adoptă } z_2 = 106,$$

unde :

$$m_f = m_n \frac{1}{\cos \beta_{a1}} = 2,5 \frac{1}{0,966} = 2,588\ \text{mm}.$$

Raportul real de angrenare este

$$i_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{106}{18} = 5,89.$$

Se calculează diametrele angrenajului. Astfel (v. tabelul 71):  
Diametrele de divizare

$$D_{d1} = m_f z_1 = 2,588 \cdot 18 = 46,584 \text{ mm};$$

$$D_{d2} = m_f z_2 = 2,588 \cdot 106 = 274,328 \text{ mm}.$$

Diametrele de cap

$$D_{a1} = D_{d1} + 2a_0 = D_{d1} + 2m_n = 46,584 + 5 = 51,584 \text{ mm};$$

$$D_{a2} = D_{d2} + 2a_0 = D_{d2} + 2m_n = 274,328 + 5 = 279,328 \text{ mm}.$$

Diametrele de picior

$$D_{t1} = D_{d1} - 2(a_0 + c_0) = D_{d1} - 2,5m_n = 46,584 - 6,25 = 40,334 \text{ mm};$$

$$D_{t2} = D_{d2} - 2(a_0 + c_0) = D_{d2} - 2,5m_n = 274,328 - 6,25 = \\ = 268,078 \text{ mm}.$$

În acest caz, distanța dintre axe este:

$$A_{rec} = \frac{m_f}{2} (z_1 + z_2) = \frac{2,588}{2} (18 + 106) = 160,456 \text{ mm}.$$

Se observă că  $A_{rec} > A$ . Pentru a aduce distanța dintre axe la valoarea  $A_{rec} = A$  se calculează unghiul  $\beta'_{d1}$ :

$$\cos \beta'_{d1} = \cos \beta_{d1} \frac{A_{rec}}{A} = 0,966 \frac{160,456}{160} = 0,968, \quad \beta'_{d1} = 14^\circ 23'.$$

Gradul de acoperire se calculează — conform tabelului 71 — cu relațiile

$$\varepsilon_f = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha_{of}}{\pi m \cos \alpha_{of}} = \\ = \frac{\sqrt{25,78^2 - 21,8^2} + \sqrt{139,66^2 - 128,399^2} - 160 \cdot 0,35173}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,9361} = 1,6927;$$

$$\varepsilon_s = \frac{B \sin \beta'_{d1}}{\pi m_n} = \frac{40 \cdot 0,2483}{3,14 \cdot 2,5} = 1,26467,$$

în care :

$$R_{b1} = \frac{D_{b1}}{2} = \frac{D_{a1}}{2} \cos \alpha_{of} = \frac{46,584}{2} \cdot 0,9361 = 21,8 \text{ mm}; \quad \operatorname{tg} \alpha_{of} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{on}}{\cos \beta'_{a1}} =$$

$$= \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 14^\circ 23'} = \frac{0,364}{0,968} = 0,3757; \quad \alpha_{of} = 20^\circ 36'; \quad R_{b2} = \frac{D_{a2}}{2} \cos \alpha_{of} =$$

$$= \frac{274,328}{2} \cdot 0,9361 = 128,3633 \text{ mm};$$

$$\sin \alpha_{of} = \sin 20^\circ 36' = 0,35173;$$

$$B = \psi_A A = 40 \text{ mm}.$$

Gradul de acoperire total :

$$\varepsilon = \varepsilon_f + \varepsilon_s = 1,6927 + 1,26467 = 2,957.$$

**374** Să se verifice angrenajul primei trepte, a reductorului din figura 217, la solicitarea de încovoiere. Elementele necesare calculului sînt indicate în problemele 372 și 373.

### Rezolvare :

Efortul unitar de încovoiere se calculează cu relația (v. tabelul 76) :

$$\sigma_{t1} = 0,71 \frac{M_{t1} k_i \cos \beta_1}{z_1 c_{f1} k_e B m_n^2} = 0,71 \frac{468,5 \cdot 1,3845 \cdot 0,968}{18 \cdot 0,127 \cdot 2,3657 \cdot 4 \cdot (0,25)^2} =$$

$$= 329,7 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

în care :  $k_i = k_r k_d = 1,065 \cdot 1,3 = 1,3845$ ;  $k_r = 1,065$ , din tabelul AI-86, în funcție de  $\psi_D = \frac{1}{2} \psi_A (i_T + 1) = \frac{1}{2} 0,25 \cdot 7 = 0,875$ ;  $k_d = 1,3$ , din tabelul AI-87, în funcție de  $v = \frac{\pi D_{a1} n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 46,584 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 3,655 \text{ m/s}$  și de clasa a 8-a de precizie;  $c'_{f1} = 0,127$ , din figura AI-20, în funcție de  $z'_1 = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_1} = \frac{18}{(0,968)^3} = 19,84$ ;  $k_e = 0,8 \varepsilon = 0,8 \cdot 2,957 = 2,3657$ ;  $\sigma_{at} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma c_i} = \frac{3200}{1,5 \cdot 2} = 1066 \text{ daN/cm}^2$ ;  $k_\sigma = 1,5$  (v. tabelul AI-88);  $c_i = 2,0$  (v. tabelul AI-89).

*Observație :* În cazul în care angrenajul se dimensionează la contact (pentru materiale cu HB < 350), efortul unitar de încovoiere este — în general — mult mai mic comparativ cu rezistența admisibilă.

**375** Să se dimensioneze angrenajul cilindric din problema 359, în varianta cu dinți înclinați. Pinionul se execută din oțel aliat, de îmbunătățire, 40C10, cu duritatea 290 HB, iar roata din OLC 45, cu duritatea 250 HB.

### Rezolvare :

Se adoptă  $\beta_d = 12^\circ$  și se admite inițial  $\beta_b = \beta_d$ . Pentru aprecierea lui  $k_\varepsilon$  (v. tabelul 76) se admite  $z_1 = 15$  dinți, iar  $\psi_A = 0,6$ , obținându-se

$$k_\varepsilon = 0,8z_1 \frac{1+i_z}{2\pi} \psi_A \operatorname{tg} \beta_d = 0,8 \cdot 15 \frac{1+4,7}{2\pi} 0,6 \cdot 0,212 = 1,388.$$

Nefiind precizată durata de funcționare a instalației se apreciază — fiind vorba de un utilaj industrial — o funcționare nelimitată; prin urmare se consideră  $k_{11} = k_{12} = 1$ . În acest caz, se obține

$$\sigma_{ac1} = \sigma_{ac01} = 27 \text{ HB}_1 = 27 \cdot 290 = 7830 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{ac2} = \sigma_{ac02} = 27 \text{ HB}_2 = 27 \cdot 250 = 6750 \text{ daN/cm}^2,$$

rezultând rezistența admisibilă la solicitarea de contact, pentru dantura înclinată (v. tabelul 76):

$$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac1} + \sigma_{ac2}}{2} = \frac{7830 + 6750}{2} = 7290 \text{ daN/cm}^2.$$

Din condiția de rezistență la contact rezultă (v. tabelul 76)

$$A = 110(i_z + 1) \sqrt[3]{\frac{M k_c \cos^2 \beta_d}{\psi_A i_z \sigma_{ac}^2 k_\varepsilon}} = 110(4,7 + 1) \sqrt[3]{\frac{891 \cdot 1,288 \cdot 0,95677^2}{0,6 \cdot 4,7 \cdot 7290^2 \cdot 1,388}} =$$

$$= 10,917 \text{ cm},$$

adoptându-se, conform STAS 6055-58,  $A = 100 \text{ mm}$ .

**376** Să se determine parametrii de definire ai angrenajului din problema 375.

### Rezolvare :

Conform tabelului 76 rezultă  $\vartheta_m = 0,03 \dots 0,015$ , obținându-se

$$m_n = m = (0,03 \dots 0,015) A \cos \beta_d = (0,03 \dots 0,015) \cdot 100 \cdot 0,978 =$$

$$= 2,93 \dots 1,467 \text{ mm}.$$

Conform STAS 822-61 se adoptă  $m = 2,25$  mm, rezultând

$$z_s = \frac{2A \cos \beta_d}{m} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 0,978}{2,25} = 86,95 \approx 87 \text{ dinți},$$

de unde :

$$z_1 = \frac{z_s}{i_z + 1} = \frac{87}{4,7 + 1} = 15,26 \approx 15 \text{ dinți}; z_2 = z_s - z_1 = 87 - 15 = 72 \text{ dinți}.$$

Se adoptă un angrenaj zero deplasat, determinându-se  $\beta_d$ , necesar pentru încadrarea în distanța dintre axe impusă, adică

$$\cos \beta_d = \frac{m z_s}{2A} = \frac{2,25 \cdot 87}{2 \cdot 100} = 0,97875; \beta_d = 11^\circ 49' 58''.$$

Deplasările de profil ale celor două roți vor fi :

$$\xi_{1n} = -\xi_{2n} = 0,03(30 - z_1) = 0,03(30 - 15) = 0,45.$$

Raportul de angrenare real este

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{72}{15} = 4,8,$$

cu o abatere față de cel impus — prin temă — de

$$\frac{4,8 - 4,7}{4,7} \cdot 100 = 2,13\% < 3\%.$$

Lățimea roților este

$$B_2 = \psi_A A = 0,6 \cdot 100 = 60 \text{ mm}; B_1 = B_2 + (1 \dots 5) \text{ mm} = \\ = 60 + 5 = 65 \text{ mm}.$$

**377** Să se determine principalele elemente geometrice ale roților din problema 375.

**Rezolvare :**

Se cunosc :  $m_n = m = 2,25$  mm ;  $z_1 = 15$  ;  $z_2 = 72$  ;  $\xi_{1n} = 0,45$  ;  $\xi_{2n} = -0,45$  ;  $\beta_d = 11^\circ 49' 58''$  ;  $B_2 = 60$  mm.

Conform tabelului 71 rezultă :

Modulul frontal

$$m_f = \frac{m_n}{\cos \beta_d} = \frac{2,25}{0,97875} = 2,29885 ;$$



Unghiul frontal al profilului de referință

$$\operatorname{tg} \alpha_{0f} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{0n}}{\cos \beta_a} = \frac{0,36397}{0,97875} = 0,371872; \quad \alpha_{0f} = 20^\circ 23' 56'';$$

$$\cos \alpha_{0f} = 0,937289; \quad \sin \alpha_{0f} = 0,34855;$$

Diametrul de divizare  $D_a = m z$ :

$$D_{a1} = 2,29885 \cdot 15 = 34,48275 \text{ mm};$$

$$D_{a2} = 2,29885 \cdot 72 = 165,5172 \text{ mm};$$

Înălțimea capului dintelui  $a_a = m(f_0 + \xi)$ :

$$a_{a1} = 2,25(1 + 0,45) = 3,2625 \text{ mm};$$

$$a_{a2} = 2,25(1 - 0,45) = 1,2375 \text{ mm};$$

Înălțimea piciorului dintelui  $b_a = m(f_0 + w_0 - \xi)$ :

$$b_{a1} = 2,25(1 + 0,25 - 0,45) = 1,8 \text{ mm};$$

$$b_{a2} = 2,25(1 + 0,25 + 0,45) = 3,825 \text{ mm};$$

Înălțimea dintelui  $h = a_a + b_a$ :

$$h_1 = h_2 = 3,2625 + 1,8 = 1,2375 + 3,825 = 5,0625 \text{ mm};$$

Diametrul de cap  $D_e = D_a + 2a_a$ :

$$D_{e1} = 34,48275 + 2 \cdot 3,2625 = 41,00775 \text{ mm};$$

$$D_{e2} = 165,5172 + 2 \cdot 1,2375 = 167,9922 \text{ mm};$$

Diametrul de picior  $D_i = D_a - 2b_a$ :

$$D_{i1} = 34,48275 - 2 \cdot 1,8 = 30,88275 \text{ mm}; \quad D_{i2} = 165,5172 - 2 \cdot 3,825 = 157,8672 \text{ mm};$$

Diametrul de bază  $D_b = D_a \cos \alpha_0$ :

$$D_{b1} = 34,48275 \cdot 0,937289 = 32,3203 \text{ mm};$$

$$D_{b2} = 165,5172 \cdot 0,937289 = 155,13745 \text{ mm};$$

Gradul de acoperire frontal

$$\begin{aligned} \varepsilon_f &= \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha_{rf}}{\pi m_n \cos \alpha_{0f}} = \\ &= \frac{\sqrt{20,5^2 - 16,16^2} + \sqrt{83,996^2 - 77,568^2} - 100 \cdot 0,34855}{3,14 \cdot 2,25 \cdot 0,937289} = 1,51; \end{aligned}$$

Gradul de acoperire axial (*suplimentar*)

$$\epsilon_s = \frac{B \sin \beta_d}{\pi m_n} = \frac{60 \cdot 0,205057}{\pi \cdot 2,25} = 1,74;$$

Gradul de acoperire total

$$\epsilon = \epsilon_f + \epsilon_s = 1,51 + 1,74 = 3,25.$$

**378** Să se determine forțele care acționează în angrenajul primei trepte a reductorului din figura 217, dacă se cunosc:  $M_{11} = 477,5$  daN·cm,  $D_{a1} = 46,5$  mm,  $\beta_d = 14^\circ 30'$ ,  $\alpha_0 = 20^\circ$ :

**Rezolvare :**

Forța tangențială (v. tabelul 79):

$$F_{t1} = \frac{2M_{11}}{D_{a1}} = \frac{2 \cdot 477,5}{4,65} = 205,4 \text{ daN.}$$

Forța axială

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \beta_d = 205,4 \cdot 0,2586 = 53,1 \text{ daN.}$$

Forța radială

$$F_{r1} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\cos \beta_d} = 205,4 \frac{0,364}{0,968} = 77,23 \text{ daN.}$$

**379** Să se stabilească și să discute—pentru întregul reductor (fig. 218) — sensul înclinării dinților pentru cele două trepte, alegîndu-se soluția convenabilă din punctul de vedere al încărcării lagărelor.

**Rezolvare :**

Conform figurii 218, *a* se observă că roata conducătoare (pinionul 1) acționează cu o forță normală  $F'_{n1}$  asupra roții conduse 2. Datorită înclinării dinților apare și o forță axială  $F'_{a1} = 53,1$  daN îndreptată spre dreapta pe pinion și spre stînga pe roată ( $F'_{a2}$ ). La fel se întîmplă și la treapta a doua unde apare — datorită forței normale  $F'_{n2}$  — o forță axială  $F'_{a3} = 163,53$  daN îndreptată spre dreapta pe roata 4 și spre stînga pe pinionul 3. Lagărul arborelui I preia o forță axială  $F_{a1} = 53,1$  daN, al arborelui III — o forță axială  $F'_{a3} = 163,53$  daN și al arborelui II — o forță axială  $F_{aII} = F'_{a2} + F'_{a3} = F'_{a1} + F'_{a3} = 216,63$  daN.

Se preferă montarea roților treptei a doua conform figurii 218, *b*; în acest caz, arborii I și III sînt solicitați cu aceeași forță axială (pentru arborele III se schimbă doar sensul forței), în schimb, pe arborele II forța axială care solicită lagărele este  $F_{aII} = F'_{a3} - F'_{a2} = F'_{a3} - F'_{a1} = 110,43$  daN, adică de aproximativ două ori mai mică decît în cazul precedent.

*Observație:* La schimbarea sensului de rotație se schimbă sensul forțelor axiale.

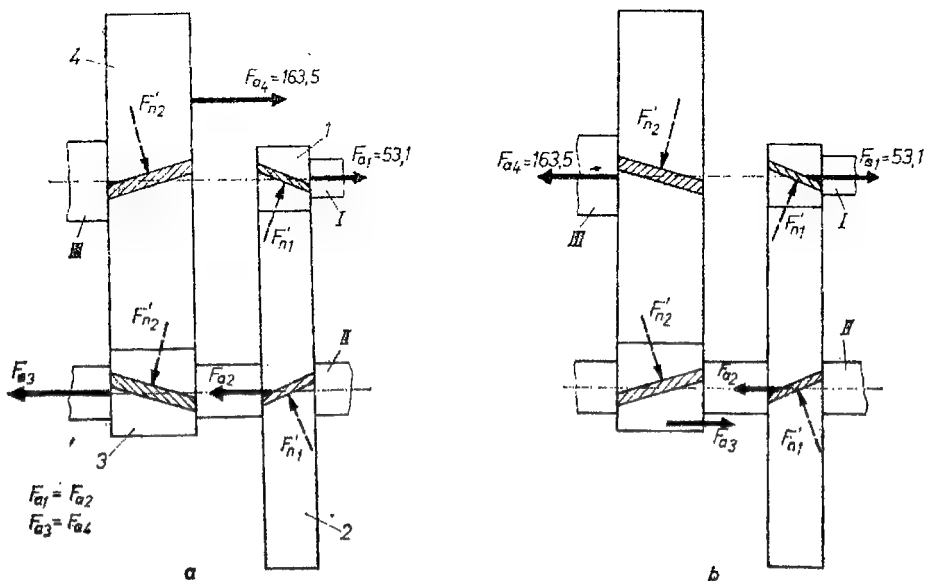


Fig. 218

**380** Prima treaptă a reductorului din fig. 219 este un angrenaj conic cu unghiul dintre axe  $\delta_A = 90^\circ$ . Pinionul are 16 dinți, roata are 40 dinți. Să se determine elementele geometrice ale roților angrenajului cunoscând diametrul de divizare  $D_{a1} \approx 50$  mm.

### Rezolvare :

Raportul de angrenare

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{16} = 2,5.$$

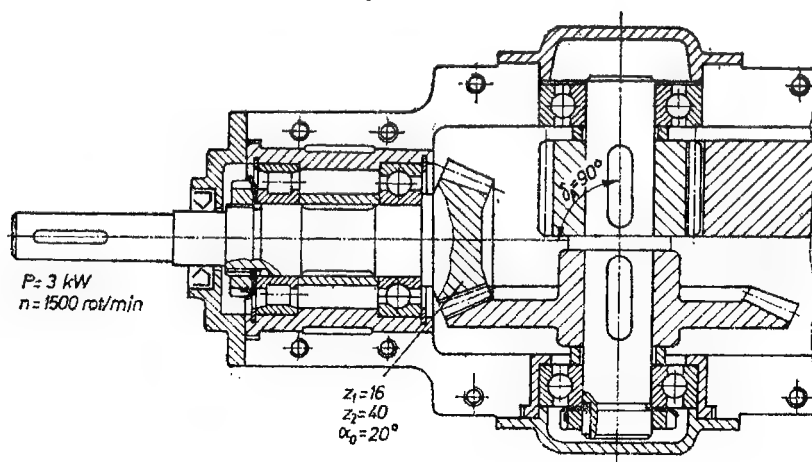


Fig. 219

Semiunghiurile conurilor de divizare :  
— pentru pinion :

$$\operatorname{tg} \delta_{a1} = \frac{1}{i_z} = \frac{1}{2,5} ; \delta_{a1} = 21^{\circ}48'.$$

— pentru roată :

$$\operatorname{tg} \delta_{a2} = i_z = 2,5 ; \delta_{a2} = 68^{\circ}12'.$$

Se verifică suma unghiurilor :

$$\delta_A = \delta_{a1} + \delta_{a2} = 21^{\circ}48' + 68^{\circ}12' = 90^{\circ}.$$

Se determină modulul maxim :

$$m = \frac{D_{a1}}{z_1} = \frac{50}{16} = 3,125 \text{ mm},$$

adoptindu-se, din STAS 822-61,  $m = 3 \text{ mm}$ .

Se calculează diametrele angrenajului :

Diametrele de divizare :

$$D_{a1} = mz_1 = 3 \cdot 16 = 48 \text{ mm} ; D_{a2} = mz_2 = 3 \cdot 40 = 120 \text{ mm} ;$$

Diametrele de cap

$$D_{e1} = D_{a1} + 2a_d \cos \delta_{a1} = 48 + 2 \cdot 3 \cdot 0,9284 = 53,57 \text{ mm} ; D_{e2} = D_{a2} + \\ + 2a_d \cos \delta_{a2} = 120 + 2 \cdot 3 \cdot 0,3714 = 122,23 \text{ mm} ;$$

Diametrele de picior

$$D_{i1} = D_{a1} - 2b_d \cos \delta_{a1} = 48 - 2,5 \cdot 3 \cdot 0,9284 = 41,037 \text{ mm} ; D_{i2} = D_{a2} - \\ - 2b_d \cos \delta_{a2} = 120 - 2,5 \cdot 3 \cdot 0,3714 = 117,214 \text{ mm} ;$$

Lungimea generatoarei

$$L = \frac{D_{a1}}{2 \sin \delta_{a1}} = \frac{D_{a2}}{2 \sin \delta_{a2}} = \frac{48}{2 \cdot 0,3714} = 64,62 \text{ mm}.$$

Lăţimea dinţilor (v. tabelul 77)

$$B = \frac{L}{3} = \frac{64,62}{3} = 21,6 \text{ mm},$$

cu condiţia :  $B < 8m = 24 \text{ mm}$ .

Se determină unghiurile capului şi piciorului de divizare

$$\operatorname{tg} \gamma_{ea} = \frac{a_d}{L} = \frac{3}{64,62} = 0,04642 ; \gamma_{ea} = 2^{\circ}39'30'' ;$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{ia} = \frac{b_d}{2} = \frac{37,5}{64,62} = 0,05803 ; \gamma_{ia} = 3^{\circ}19'16''.$$

Se determină unghiurile conurilor de cap

$$\delta_{e1} = \delta_{a1} + \gamma_{ed1} = 21^\circ 48' + 2^\circ 39' 30'' = 24^\circ 27' 30'';$$

$$\delta_{e2} = \delta_{a2} + \gamma_{ed2} = 68^\circ 12' + 2^\circ 39' 30'' = 70^\circ 51' 30''.$$

Se determină unghiurile conurilor de picior

$$\delta_{i1} = \delta_{a1} - \gamma_{id1} = 21^\circ 48' - 3^\circ 19' = 18^\circ 29';$$

$$\delta_{i2} = \delta_{a2} - \gamma_{id2} = 68^\circ 12' - 3^\circ 19' 16'' = 64^\circ 52' 46''.$$

**381** Angrenajul conic — de la un autocamion (fig. 220) — are dantura înclinată, cu modulul frontal  $m_f = 6,41$  mm și unghiul de înclinare de divizare, în secțiunea medie,  $\beta_{dm} = 25^\circ$ , unghiul de înclinare de divizare maxim fiind  $20^\circ 37'$ . Știind că angrenajul are  $z_1 = 8$  dinți și  $z_2 = 35$  dinți se cere să se efectueze calculul geometric al angrenajului.

### Rezolvare :

Se determină raportul de transmitere

$$i_z = \frac{z_2}{z_1} = \frac{35}{8} = 4,375.$$

Se alege cremaliera de referință (v. tabelul 74)

$$\begin{aligned} \alpha_{0n} &= 20^\circ; f_{0f} = \frac{1}{\cos \beta_{d \max}} = \frac{1}{\cos 20^\circ 37'} = \\ &= 1,068; w_{0f} = \frac{w_{0n}}{\cos \beta_{d \max}} = \frac{0,2}{\cos 20^\circ 37'} = \\ &= 0,214. \end{aligned}$$

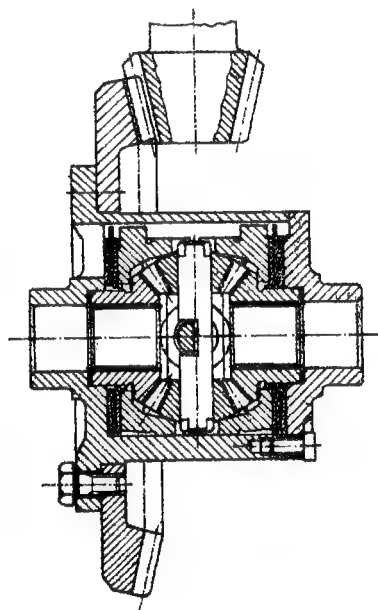


Fig. 220

Din tabelul AI-79 se adoptă  $\xi_1 = -\xi_2 = 0,37$ . Se calculează semi-unghiul conului de divizare

$$\operatorname{tg} \delta_{a1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{8}{35} = 0,2285714; \delta_{a1} = 12^\circ 52' 30''; \delta_{a2} = 77^\circ 7' 30''.$$

Se determină diametrele de divizare

$$D_{a1} = m_f z_1 = 6,41 \cdot 8 = 51,28 \text{ mm}; D_{a2} = m_f z_2 = 6,41 \cdot 35 = 224,35 \text{ mm},$$

obținându-se lungimea generatoarei conului de divizare :

$$L = \frac{D_{a1}}{2 \sin \delta_{a1}} = \frac{51,28}{2 \sin 12^\circ 52' 30''} = 115 \text{ mm.}$$

Lățimea danturii roților dințate este

$$B = \frac{L}{3} = \frac{115}{3} \approx 38 \text{ mm.}$$

Se calculează următoarele elemente ale danturii :

Înălțimea de divizare a capului dintelui

$$a_{a1} = m_f(f_{0f} + \xi_{f1}) = 6,41(1,068 + 0,37) = 9,217 \text{ mm ;}$$

$$a_{a2} = m_f(f_{0f} - \xi_{f2}) = 6,41(1,068 - 0,37) = 4,474 \text{ mm ;}$$

Înălțimea de divizare a piciorului dintelui

$$b_{a1} = m_f(f_{0f} - \xi_{f1} + w_{0f}) = 6,41(1,068 - 0,37 + 0,214) = 5,846 \text{ mm ;}$$

$$b_{a2} = m_f(f_{0f} - \xi_{f2} + w_{0f}) = 6,41(1,068 - 0,37 + 0,214) = 10,589 \text{ mm ;}$$

Înălțimea dintelui

$$h = a_{a1} + b_{a1} = a_{a2} + b_{a2} = 9,217 + 5,846 = 15,063 \text{ mm ;}$$

Unghiul capului de divizare a dintelui

$$\operatorname{tg} \gamma_{ea1} = \frac{a_{a1}}{L} = \frac{9,217}{115} = 0,080147 ; \gamma_{ea1} = 4^\circ 34' 56'' ,$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{ea2} = \frac{a_{a2}}{L} = \frac{4,474}{115} = 0,038904 ; \gamma_{ea2} = 2^\circ 13' 40'' ;$$

Unghiul piciorului de divizare a dintelui

$$\operatorname{tg} \gamma_{ia1} = \frac{b_{a1}}{L} = \frac{5,846}{115} = 0,0508347 ; \gamma_{ia1} = 2^\circ 54' 36'' ;$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{ia2} = \frac{b_{a2}}{L} = \frac{10,589}{115} = 0,092078 ; \gamma_{ia2} = 5^\circ 15' 39'' ;$$

Semiunghiul conului de cap

$$\delta_{ea1} = \delta_{a1} + \gamma_{ea1} = 12^\circ 52' 30'' + 4^\circ 34' 56'' = 17^\circ 27' 26'' ;$$

$$\delta_{ea2} = \delta_{a2} + \gamma_{ea2} = 77^\circ 7' 30'' + 2^\circ 13' 40'' = 79^\circ 21' 10'' ;$$

Semiunghiul conului de picior

$$\delta_{ia1} = \delta_{a1} - \gamma_{ia1} = 12^\circ 52' 30'' - 2^\circ 54' 36'' = 9^\circ 57' 54'' ;$$

$$\delta_{ia2} = \delta_{a2} - \gamma_{ia2} = 77^\circ 7' 30'' - 5^\circ 15' 39'' = 71^\circ 51' 51'' .$$

**382** Să se determine forțele din angrenajul conic al reductorului din figura 219, cunoscând puterea la arborele de intrare  $P = 3 \text{ kW}$ , la o turație  $n = 1500 \text{ rot/min}$ ;  $D_{am1} = 40,037 \text{ mm}$ ,  $\delta_{a1} = 21^\circ 48'$ ,  $\delta_{a2} = 68^\circ 12'$ ,  $\alpha_0 = 20^\circ$ .

**Rezolvare :**

Se calculează momentul de torsiune la arborele de intrare :

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n} = 95500 \frac{3}{1500} = 191 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

iar forța tangențială

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{am1}} = \frac{2 \cdot 191}{4,0037} = 95,4 \text{ daN}.$$

Se calculează forța radială :

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 \cos \delta_{a1} = 95,4 \cdot 0,36397 \cdot 0,92848 = 32,24 \text{ daN},$$

forța axială fiind :

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 \sin \delta_{a1} = 95,4 \cdot 0,36397 \cdot 0,37137 = 12,89 \text{ daN}.$$

Forțele care solicită roata conică condusă se determină astfel (v. tabelul 79):

$$F_{t2} = F_{t1} = 95,4 \text{ daN}; F_{r2} = F_{a1} = 12,89 \text{ daN};$$

$$F_{a2} = F_{r2} = 32,24 \text{ daN}.$$

**383** Să se determine eforturile unitare de contact și încovoiere ale danturii pinionului și roții conice, din treapta I-a a reductorului conico-cilindric, din figura 219. Se cunosc :  $M_{t1} = 194,8 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $i_z = 2,5$ ,  $\psi_L = \frac{1}{3}$ ,  $D_{am1} = 40,037 \text{ mm}$ ,  $n_1 = 1500 \text{ rot/min}$ ,  $L = 64,62 \text{ mm}$ . Ce material se poate adopta, considerînd că roata și pinionul sînt executate din același material?

**Rezolvare :**

Efortul unitar de contact se determină cu relația (v. tabelul 77)

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \sqrt{\left( \frac{106 \sqrt{i_z^2 + 1}}{L} \right)^3 \frac{M_{t1} k_c}{(1 - 0,5 \psi_L)^2 \psi_L i_z}} = \\ &= \sqrt{\left( \frac{106 \sqrt{2,5^2 + 1}}{6,462} \right)^3 \frac{194,8 \cdot 1,573}{\left( 1 - \frac{0,5}{3} \right)^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 2,5}} = 6754 \text{ daN/cm}^2, \end{aligned}$$

în care:  $k_c = k_r k_d = 1,21 \cdot 1,3 = 1,573$ ;  $k_r = 1,21$ , s-a adoptat în funcție de  $\frac{B}{D_d} = \frac{\psi_L L}{D_{am1}} = \frac{\frac{1}{3} \cdot 64,62}{40,037} = 0,538$  din tabelul AI-86;  $k_d = 1,3$ , în funcție de  $v_1 = \frac{\pi D_{am1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 40,037 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 3,14$  m/s și de clasa a 7-a de precizie, din tabelul AI-87.

Efortul unitar de încovoiere

$$\sigma_{i1} = \frac{0,64 M_{t1} k_i}{z_1 c'_{f1} B m_n^2} = \frac{0,64 \cdot 194,8 \cdot 1,573}{16 \cdot 0,123 \cdot 2,16 \cdot 0,3^2} = 512,6 \text{ daN/cm}^2,$$

unde:  $c'_f = 0,123$ , pentru  $z_1 = 16$  dinți, din figura AI-20; se consideră  $k_i = k_c$ . Este necesar un material cu o duritate minimă

$$HB_{min} = \frac{\sigma_c}{26} = \frac{6754}{26} = 260,$$

în funcție de această duritate necesară adoptîndu-se materialul 40 C 10, STAS 791-66, cu  $HB = 270$  și  $\sigma_{-1} = 3600$  daN/cm<sup>2</sup>.

Rezistența admisibilă la încovoiere este

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_{-1}}{k_a c_{at}} = \frac{3600}{1,5 \cdot 2} = 1200 \text{ daN/cm}^2$$

verificîndu-se, prin urmare, rezistența danturii la solicitarea de încovoiere:

$$\sigma_{i1} = 512,6 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1200 \text{ daN/cm}^2;$$

$$\sigma_{i2} = \frac{c_{f1}}{c_{f2}} \sigma_{i1} = \frac{0,123}{0,15} \cdot 512,6 = 420,3 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at}.$$

**384** Angrenajul conic al reductorului central de la un autocamion, este executat în varianta cu dinți înclinați, avînd unghiul de înclinare de divizare în secțiunea medie  $\beta_{dm} = 25^\circ$ . Momentul de torsiune echivalent la pinionul de atac are valoarea  $M_{t1} = 17 \cdot 232,9$  daN·cm, roțile dințate fiind executate din 41 MoC 11; raportul de transmitere al angrenajului este 4,375, iar duritatea superficială a materialului 55 HRC. Să se stabilească lungimea generatoarei conului de divizare.

### Rezolvare:

Se calculează lungimea generatoarei conului de divizare (v. tabelul 77):

$$L = 106 \sqrt{i_z^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_c}{(1 - 0,5 \psi_L)^2 \psi_L i_z \sigma_{ac}^2 v_\beta}} = 106 \sqrt{4,375^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{17232,9 \cdot 1,25}{\left(1 - \frac{0,5}{3}\right)^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4,375 \cdot 14300^2 \cdot 1,71}} = 18,708 \text{ cm},$$



unde :  $k_c = 1,25$  (v. tabelul 77);  $\psi_L = \frac{1}{3}$  (v. tabelul 77);  $\sigma_{ac} = 26 \text{ HB} =$   
 $= 26 \cdot 550 = 14300 \text{ daN/cm}^2$ , pentru  $N_C > N_{CB}$ ;  $v_\beta = 0,114 \sqrt{200 + \beta_{dm}^\circ} =$   
 $= 0,114 \sqrt{200 + 25} = 1,71$ .

**385** Reductorul conic, din transmisia centrală a unui autoturism (fig. 221), este format dintr-un angrenaj conic, cu dinți curbi (în arc de cerc) cu raportul de transmitere  $i = 4,15$  și unghiul dintre axele roților  $\delta_A = 90^\circ$ . Cunoscînd momentul de torsiune, la arborele de intrare al reductorului,

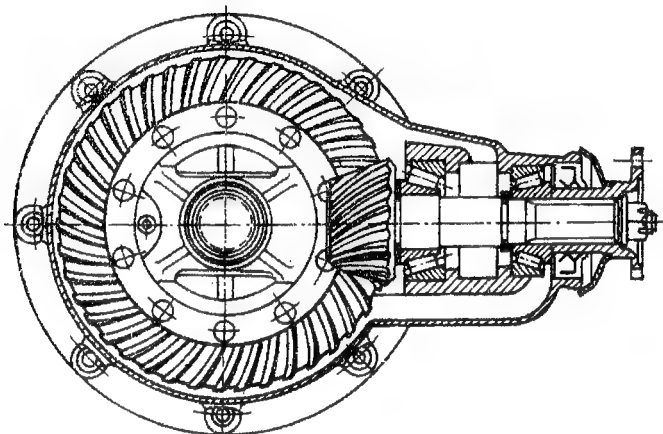


Fig. 221

$M_{t1} = 35,4 \text{ daN}\cdot\text{m}$ , se cere să se dimensioneze angrenajul conic, din condiția de rezistență la solicitarea de contact. Se mai cunosc următoarele date :  $z_1 = 8$ ;  $N_C > N_{CB}$ ; pinionul și coroana dințată sînt executate din 13 CN 33 (STAS 791-66), cementat, cu duritatea superficială 60 HRC; unghiul de înclinare de divizare, în secțiunea medie,  $\beta_{dm} = 30^\circ$ .

### Rezolvare :

Conform tabelului 74 se adoptă :  $\psi_L = \frac{1}{3}$ ; din tabelul 77  $k_c = 1,3$ ;  
 $v_\beta = 0,114 \sqrt{200 + \beta_{dm}^\circ} = 0,114 \sqrt{200 + 30} = 1,729$ ;  $\sigma_{ac1} = k_{11} \sigma_{ac01} = 1,0 \cdot$   
 $\cdot 15600 = 15600 \text{ daN/cm}^2$ ;  $k_{11} = k_{12} = 1,0$ ;  $\sigma_{ac01} = \sigma_{ac02} = 26.600 =$   
 $= 15600 \text{ daN/cm}^2$ .

În acest caz

$$\sigma_{ac} = \frac{\sigma_{ac1} + \sigma_{ac2}}{2} = 15600 \text{ daN/cm}^2.$$

Se determină lungimea generatoarei conului de divizare

$$L = 106 \sqrt{i_z^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{M_{11} k_c}{(1 - 0,5 \psi_L)^2 \psi_L i_z \sigma_{ac}^2 \psi_p}} =$$

$$= 106 \sqrt{4,15^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{3540 \cdot 1,3}{\left(1 - \frac{0,5}{3}\right)^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4,15 \cdot 15600^2 \cdot 1,729}} = 10,179 \text{ cm.}$$

Folosind relația (v. tabelul 74):

$$L = \frac{1}{2} \sqrt{D_{d1}^2 + D_{d2}^2} = \frac{m_{f \max} z_1}{2} \sqrt{1 + i_z^2},$$

în care  $i_z = \frac{z_2}{z_1} = 4,125$  ( $z_1 = 8$ ;  $z_2 = 33$ ) se obține:

$$m_{f \max} = \frac{2L}{z_1 \sqrt{1 + i_z^2}} = \frac{2 \cdot 101,79}{8 \sqrt{1 + 4,125^2}} = 5,9954 \text{ mm.}$$

Se adoptă din STAS 822-61  $m_{f \max} = 6$  mm.

Se recalculează lungimea generatoarei:

$$L = \frac{m_{f \max} STAS z_1}{2} \sqrt{1 + i_z^2} = \frac{6 \cdot 8}{2} \sqrt{1 + 4,125^2} = 101,87 \text{ mm.}$$

a). Dacă nu se preconizează deplasări de profil, rezultă conform tabelului 74:

$$b_{d1} = b_{d2} = m_f(f_{of} + w_{of}) = 6(0,82 + 0,2) = 6,12 \text{ mm,}$$

în care  $f_{of} = 0,82$  și  $w_{of} = 0,2$  (v. tabelul AI-81).

Se calculează:

$$\text{tg } \gamma_{id1} = \text{tg } \gamma_{id2} = \frac{b_{d1(2)}}{L} = \frac{6,12}{101,87} = 0,060078;$$

$$\gamma_{id1} = \gamma_{id2} = 3^\circ 26' 17,1'' = 206,285'.$$

Se recalculează unghiul  $\beta_{dm}^*$  (tabelul AI-84)  
în care:

$$N = \frac{\gamma_{id1} + \gamma_{id2}}{20} \sin \beta_{dm} = \frac{2 \cdot 206,285}{20} \sin 30^\circ = 10,31.$$

și adoptându-se (tabelul AI-84)  $N = 10,5$ , se obține :

$$\sin \beta_{dm}^* = \frac{20 \cdot 10,5}{2 \cdot 206,285} = 0,509 ;$$

$$\beta_{dm}^* = 30^\circ 35' 51,16''.$$

Se determină excentricitatea :

$$d_e = 2 \sqrt{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + (L - 0,5B)^2 - (L - 0,5B) \sin \beta_{dm}^*} =$$

$$= 2 \sqrt{\left(\frac{228,6}{2}\right)^2 + (101,87 - 17)^2 - (101,87 - 17) \sin 30^\circ 35' 51,16''} = 203,88,$$

unde :  $d_c = 228,6$  mm (v. tabelul AI-83) și  $B = \psi_L L = \frac{1}{3} \cdot 101,17 \approx 34$  mm.

Se calculează unghiul de înclinare corespunzător diametrului maxim (v. tabelul 74) :

$$\sin \beta_{d \max} = \frac{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + L^2 - \left(\frac{d_e}{2}\right)^2}{d_c L} =$$

$$= \frac{\left(\frac{228,6}{2}\right)^2 + (101,87)^2 - \left(\frac{203,88}{2}\right)^2}{228,6 \cdot 101,87} = 0,56038 ;$$

$$\beta_{d \max} = 34^\circ 4' 55''$$

și unghiul de înclinare corespunzător diametrului minim (v. tabelul 74) :

$$\sin \beta_{d \min} = \frac{\left(\frac{d_c}{2}\right)^2 + (L - B)^2 - \left(\frac{d_e}{2}\right)^2}{d_c (L - B)} =$$

$$= \frac{\left(\frac{228,6}{2}\right)^2 + (101,87 - 34)^2 - \left(\frac{203,88}{2}\right)^2}{228,6(101,87 - 34)} = 0,4691 ;$$

$$\beta_{d \min} = 27^\circ 58' 42,4''.$$

Se stabilește valoarea modulului mediu normal (v. tabelul 77):

$$m_{mn} = \frac{2L(1 - 0,5 \psi_L) \cos \beta_{dm}^*}{z_1 \sqrt{1 + i^2}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 101,87 \left(1 - 0,5 \frac{1}{3}\right) \cos 30^\circ 35' 51,16''}{8 \sqrt{1 + 4,125^2}} = 4,3038 \text{ mm}$$

și valoarea modulului normal corespunzător diametrului exterior (v. tabelul 77)

$$m_n = m_{mn} \frac{\cos \beta_{dmax}}{(1 - 0,5 \psi_L) \cos \beta_{dm}^*} = 4,3038 \frac{\cos 34^\circ 4' 55''}{\left(1 - 0,5 \frac{1}{3}\right) \cos 30^\circ 35' 51,16''} =$$

$$= 4,9694 \text{ mm.}$$

Se verifică modulul frontal (v. tabelul 74)

$$m_f = \frac{m_n}{\cos \beta_{dmax}} = \frac{4,9694}{\cos 34^\circ 4' 55''} = 6 \text{ mm.}$$

b). Dacă se preconizează deplasări de profil, se obține conform tabelului 74:

$$b_{a1} = m_f(f_{of} + w_{of} - \xi_1) = 6(0,82 + 0,2 - 0,37) = 3,9 \text{ mm};$$

$$b_{a2} = m_f(f_{of} + w_{of} + \xi_2) = 6(0,82 + 0,2 + 0,37) = 8,34 \text{ mm,}$$

unde:  $\xi_1 = -\xi_2 = 0,37$  (v. tabelul AI-79 — pentru  $i_z = 4,125$ ).

Se calculează:

$$\gamma_{ia1} = \frac{b_{a1}}{L} = \frac{3,9}{101,87} = 0,03828; \gamma_{ia1} = 2^\circ 11' 32,8'' = 131,55';$$

$$\gamma_{ia2} = \frac{b_{a2}}{L} = \frac{8,34}{101,87} = 0,08187; \gamma_{ia2} = 4^\circ 40' 49'' = 280,81'.$$

Cu aceste valori se recalculează  $\beta_{dm}^*$  și apoi,  $\beta_{dmax}$ ,  $\beta_{dmin}$ ,  $m_{mn}$ ,  $m_n$  cu relațiile prezentate la punctul a) din prezenta problemă.

**386** La angrenajul melcat al unui reductor într-o treaptă (fig. 222) se cunosc:  $n_1=950$  rot/min,  $n_2=60$  rot/min,  $A=100$  mm,  $m_a=5$  mm, unghiul axial al profilului  $\alpha_{oa}=20^\circ$ . Să se determine elementele geometrice ale melcului și roții melcate.

## Rezolvare :

Se determină raportul de transmitere

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{60} = 15,8\bar{3}.$$

Se alege numărul de începături pentru melc  $z_1 = 2$ , din tabelul AI-91, pentru  $i = 15 \dots 30$ , determinându-se numărul de dinți ai roții melcate

$$z_2 = iz_1 = 2 \cdot 15,8\bar{3} = 31,666 ;$$

se adoptă  $z_2 = 31$  dinți.

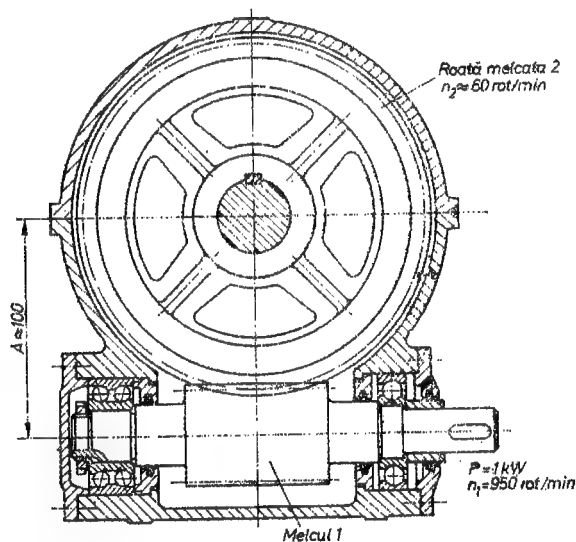


Fig. 222

Se recalculează raportul de transmitere

$$i_{rec} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{31}{2} = 15,5.$$

Se alege coeficientul diametral  $q = 9$  (v. tabelul AI-92), recalculându-se distanța dintre axe :

$$A = \frac{m_a}{2}(q + z_2) = \frac{5}{2}(9 + 31) = 100 \text{ mm},$$

care este identică cu cea indicată în problemă. Calculul geometric se execută, în continuare, conform tabelului 75. Astfel :

Coeficientul de lungime al melcului

$$q_L = 2(1 + \sqrt{z_2}) = 2(1 + \sqrt{31}) = 13,14;$$

Coeficientul de lăţime al roţii melcate

$$q_b = 2\sqrt{q+1} = 2\sqrt{9+1} = 6,32;$$

Elementele geometrice ale melcului :

$$D_{01} = qm_a = 9 \cdot 5 = 45 \text{ mm};$$

$$D_e = D_{01} + 2m_a f_{0a} = 45 + 2 \cdot 5 \cdot 1 = 55 \text{ mm};$$

$$h = m_a(2f_{0a} + w_{0a}) = 2,25 \cdot m_a = 2,25 \cdot 5 = 11,25 \text{ mm};$$

$$P_{E1} = \pi m_a z_1 = 3,14 \cdot 5 \cdot 2 = 31,4 \text{ mm};$$

$$\operatorname{tg} \beta_0 = z_1 q^{-1} = \frac{2}{9} = 0,222; \quad \beta_0 = 12^\circ 31' 44''; \quad \theta_0 = 77^\circ 28' 16'';$$

$$L_1 = q_L m_a = 13,14 \cdot 5 = 65,70 \text{ mm};$$

$$b = q_b m_a = 6,32 \cdot 5 = 31,60 \text{ mm};$$

Elementele geometrice ale roţii melcate :

$$D_{a2} = m_a z_2 = 5 \cdot 31 = 155 \text{ mm}; \quad D_{e2} = D_{a2} + 2m_a f_{0a} = 155 + \\ + 2 \cdot 5 \cdot 1 = 165 \text{ mm};$$

$$D_{e \max} = D_{e2} + 2m_a f_{0a} = 165 + 2 \cdot 5 \cdot 1 = 175 \text{ mm}; \quad B_2 = b + m_a = 31,60 + \\ + 5 = 36,6 \text{ mm}.$$

**387** Să se determine forţele din angrenajul melcat al reductorului din figura 222, dacă puterea la arborele melcului este  $P = 1 \text{ kW}$  la o turaţie  $n_1 = 950 \text{ rot/min}$ . Diametrul de referinţă al melcului  $D_{01} = 45 \text{ mm}$ , raportul de transmitere  $i_z = 15,5$ , unghiul de înclinare a dintelui melcat  $\beta_0 = 12^\circ 31' 44''$ , unghiul de angrenare axial  $\alpha_{0a} = 20^\circ$ . Care este randamentul angrenajului?

### Rezolvare :

Forţele tangenţiale se calculează cu relaţiile (v. tabelul 79) :

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{01}} = \frac{2 \cdot 100,5}{4,5} = 44,67 \text{ daN};$$

$$F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi')} = \frac{44,67}{0,25576} = 175 \text{ daN},$$

în care :  $M_{t1} = 95\,500 \frac{P}{n_1} = 95\,500 \frac{1}{950} = 100,5 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  ;  $\mu = 0,03$ ,

în funcție de  $v_a = \frac{\pi D_{o1} n_1}{60\,000 \cos \beta_0} = \frac{3,14 \cdot 45 \cdot 950}{60\,000 \cdot 0,97619} = 2,29 \text{ m/s}$  ;

duritatea melcului HRC = 45 (OLC 45, STAS 880-66) și materialul roții — bronz [21, tabelul 7.25] ;

$$\operatorname{tg} \alpha_{n0} = \operatorname{tg} \alpha_{n0} \cos \beta_0 = 0,364 \cdot 0,97619 = 0,3553 ; \quad \alpha_{n0} = 19^\circ 33' 40'' ;$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{\mu}{\cos \alpha_{n0}} = \frac{0,03}{0,94229} = 0,03183 ; \quad \varphi' = 1^\circ 49' ;$$

$$\beta_0 + \varphi' = 12^\circ 31' 44'' + 1^\circ 49' = 14^\circ 20' 44'' ; \quad \operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi') = 0,25576 ;$$

$$\cos \alpha_{n0} = 0,94229.$$

Se determină forțele radiale

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0} \cos \varphi'}{\sin(\beta_0 + \varphi')} = 44,67 \frac{0,3553 \cdot 0,9995}{0,24777} = 64 \text{ daN}$$

și forțele axiale

$$F_{a1} = F_{t2} = 175 \text{ daN} ; \quad F_{a2} = F_{t1} = 44,67 \text{ daN}.$$

Se calculează randamentul angrenajului

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi')} = \frac{0,222}{0,25576} = 0,868,$$

obținându-se puterea la roată

$$P_2 = \eta P_1 = 0,868 \cdot 1 = 0,868 \text{ kW}.$$

Momentul de torsiune la roată :

$$M_{t2} = M_{t1} \eta = 100,5 \cdot 0,868 = 87,2 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

**388** Să se verifice — la solicitarea de contact — angrenajul melcat din figura 222, fiind cunoscute :  $M_{t2} = 1379 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $q = 9$ ,  $z_1 = 2$ ,  $z_2 = 31$ ,  $A = 100 \text{ mm}$ ,  $n_2 = 61 \text{ rot/min}$  ; sarcina este variabilă. Să se precizeze materialul necesar pentru executarea roții melcate, în vederea preluării — în bune condiții — a efortului unitar de contact.

### Rezolvare :

Conform tabelului 78, efortul unitar efectiv de contact se calculează cu relația

$$\sigma_{c2} = \frac{545}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{M_{t2} k_m \left( \frac{\frac{z_2}{q} + 1}{A} \right)^3} = \frac{545}{9} \sqrt{1379 \cdot 1,245 \left( \frac{\frac{31}{9} + 1}{10} \right)^3} = \\ = 1943 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ac},$$

determinându-se preliminar :  $k_m = k_{rm} k_{am} = 1,083 \cdot 1,15 = 1,354$ ;

$k_{rm} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 = 1 + 0,083 = 1,083$ ;  $\theta = 71$ , din tabelul AI-93, în funcție de  $z_1$  și  $q$ ;  $k_{am} = 1,15$ , din tabelul AI-95, în funcție de clasa a 7-a de precizie și de viteza de alunecare  $v_{al} = 2,29$  m/s (v. tabelul AI-94);  $\sigma_{ac} = 2100$  daN/cm<sup>2</sup>, din tabelul AII-20, pentru materialul Bz cu Al și  $v = 2$  m/s.

**389** Să se determine efortul unitar de încovoiere care apare în dantura unei roți melcate, dacă momentul de torsiune la arborele roții melcate este  $M_{t2} = 2337,6$  daN·cm,  $n_1 = 120$  rot/min,  $z_1 = 1$ ,  $z_2 = 32$  dinți,  $m_a = 10$  mm,  $D_{o1} = 120$  mm.

### Rezolvare :

Se calculează efortul unitar de încovoiere (v. tabelul 78) :

$$\sigma_{i2} = 0,64 \frac{M_{t2} k_m}{z_2 (q + 1,5) c_{fm2} m_a^3} = 0,64 \frac{2337,6 \cdot 1}{32 \cdot 13,5 \cdot 0,111 \cdot 1^3} = \\ = 29,25 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at},$$

înlocuind în această relație următoarele elemente :  $c_{fm2} = 0,111$ , în funcție de  $z_2 = 32$ , din tabelul AI-96;  $q = \frac{D_{o1}}{m_a} = \frac{120}{10} = 12$ ;  $k_m = k_{rm} k_{am} = 1$ ;

$k_{rm} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 = 1 + \left( \frac{32}{147} \right)^3 \approx 1$  din tabelul AI-93;  $k_{am} = 1$ , din tabelul

AI-95, în funcție de  $v = \frac{\pi D_{o1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 120 \cdot 1250}{60 \cdot 1000} = 7,85$  m/s și de clasa a 6-a de precizie (v. tabelul AI-94);  $\sigma_{at} = 580$  daN/cm<sup>2</sup>, din tabelul AII-21.

**390** O roată dîntată cilindrică, cu dantură dreaptă, cu  $z = 35$  dinți -- dintr-un angrenaj reversibil -- s-a distrus prin ruperea dinților; la demontare se pot măsura  $D_e = 148$  mm și  $p = 12,56$  mm. Să se determine principalele elemente geometrice ale roții.

**391** Să se calculeze eforturile unitare efective de încovoiere din dantura primei trepte a reductorului din figura 214; reductorul realizează legătura dintre un electromotor -- cu  $P = 2$  kW, la  $n = 1000$  rot/min --



și un malaxor. Se cunosc: elementele geometrice ale roților angrenajului  $D_{a1} = 34,5$  mm,  $D_{a2} = 148,5$  mm,  $m = 1,5$ ,  $i = 4,3$ ; materialul pinionului 41 MoC 17, STAS 791-66 — călit și revenit la HB = 217 — iar al roții OLC 60, STAS 880-66 (HB = 180, revenire înaltă).

**392** Să se efectueze calculul elementelor geometrice și al gradului de acoperire, pentru treapta a II-a a reductorului din figura 214. Angrenajul este interior, nedeplasat, cu unghiul de angrenare  $\alpha_0 = 20^\circ$ . Se cunosc :  $i_{II} = 4,21$ ,  $m = 3$  mm,  $z_3 = 19$ .

**393** Transmisia intermediară a roții unei macarale (fig. 223) este un angrenaj cilindric cu dinți drepecți, nedeplasat. Pinionul are  $z_3 = 24$  dinți. Cunoscând  $m = 8$ ,  $i_{II} = 4,65$  și  $\alpha_0 = 20^\circ$ , să se calculeze elementele geometrice ale angrenajului.

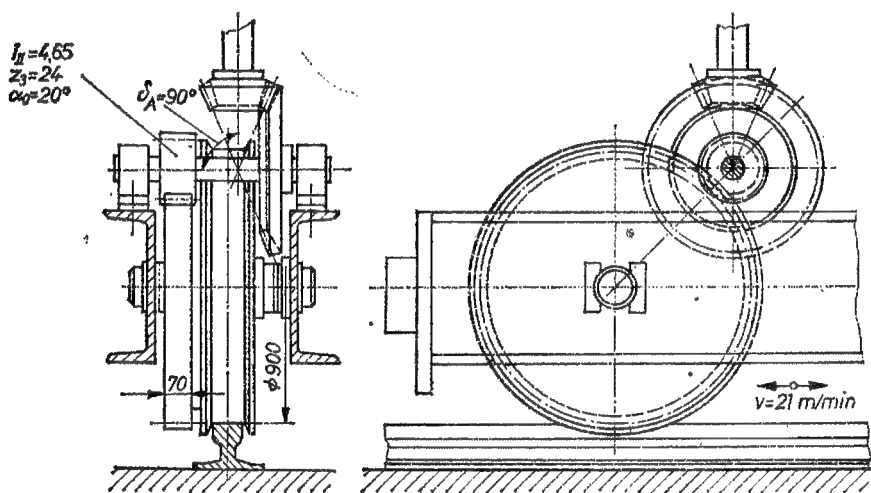


Fig. 223

**394** Cunoscind elementele geometrice — determinate în problema 393 — să se calculeze forțele care apar în angrenaj, precum și momentul nominal de torsiune, la pinion  $M_{a1}$ . Se cunosc:  $M_{t2} = 45\,000 \text{ daN}\cdot\text{cm}$ ,  $\eta = 0,97$ ,  $i = 4,65$ .

**395** Să se determine materialul roților unui angrenaj cilindric, cu dinți drepecți, astfel încit acesta să reziste la solicitarea de contact, știind că  $z_1 = 16$  dinți,  $z_2 = 40$  dinți,  $m = 4$  mm,  $A = 112$  mm,  $B = 40$  mm,  $P = 7$  kW și  $n_1 = 1000$  rot/min. Roțile dințate sint executate în clasa a 7-a de precizie.

**396** Să se calculeze — la solicitarea de încovoiere — dantura angrenajului din treapta intermediară a transmisiei reprezentată în figura 223. Se cunosc :  $M_{t1} = 9977$ , daN·cm,  $n_1 = 34,55$  rot/min,  $z_1 = 24$ ,  $B = 70$  mm,  $m = 8$  mm. Să se stabilească dacă materialul — OLC 45, STAS 880-66,

pentru pinion și roată — este bine ales. În caz contrar care ar trebui să fie lățimea necesară  $B$  a danturii?

**397** La angrenajul treptei intermediare — a transmisiei din fig. 223 — se cunosc:  $M_{tmax} = 9977 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $k_v = 1,38$ ,  $i = 4,65$ ,  $\psi_A = 0,13$ ,  $A = 544 \text{ mm}$ . Angrenajul funcționează 3000 ore la sarcina maximă. Cunoșcând viteza de deplasare a macaralei  $v = 21 \text{ m/min}$  și diametrul roții de rulare  $D = 900 \text{ mm}$ , să se determine efortul unitar efectiv de contact. Corespunde materialul OLC 45, STAS 880-66, cu HB = 200 (normalizat) condițiilor de întrebuințare la acest angrenaj?

**398** Să se stabilească materialul necesar pentru executarea pinionului și a roții treptei a II-a a reductorului din figura 217 cu condiția respectării distanței dintre axe de 160 mm. Se cunosc:  $\psi_{AII} = 0,5$ ,  $M_{tII} = 10\,982 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $i_{II} = i_{tot}/i_I = 25/5,88 = 4,25$ ,  $k_v = 1,25$ ,  $\beta_{a2} = 15^\circ$ ,  $k_z = 1,25$ ,  $r_{tII} = 0,959$ .

**399** Să se calculeze elementele geometrice și de control dimensional pentru treapta a doua a reductorului prezentat în figura 217. Se cunosc:  $z_3 = 20$ ,  $A = 160 \text{ mm}$ ,  $i_{II} = 4,25$ ,  $\beta_{a2} = 15^\circ$ .

**400** Să se determine unghiul de înclinare de referință al danturii, care să permită montarea angrenajului respectiv într-o carcasă cu distanța dintre axe de 105 mm. Se cunosc:  $z_1 = 17$  și  $z_2 = 33$  dinți;  $m = 4 \text{ mm}$ ;  $\xi_{n1} = +0,42$ ;  $\xi_{n2} = -0,42$ .

**401** Să se determine deplasările specifice de profil ale roților unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați cunoscând:  $z_1 = 17$  și  $z_2 = 33$  dinți;  $\beta_a = 12^\circ$ ;  $m_n = 4 \text{ mm}$ ;  $A = 100 \text{ mm}$ .

**402** Să se stabilească care sînt forțele din angrenajul treptei a doua a reductorului din figura 217, dacă,  $M_{t2} = 2692 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $D_{a3} = 61,02 \text{ mm}$ ,  $\beta_{a2} = 10^\circ 30'$ ,  $\alpha_{on} = 20^\circ$ . Să se determine — cunoscînd din calculul treptei a întâia  $F_t = 205,4 \text{ daN}$  și  $\beta_{a1} = 14^\circ 30'$  — care trebuie să fie valoarea unghiului  $\beta_{a2}$  — unghiul  $\beta_{a1}$  rămînînd constant — pentru a menține aceeași valoare a forței axiale. Care ar trebui să fie valoarea unghiului  $\beta_{a1}$  în cazul în care unghiul  $\beta_{a2}$  s-ar menține constant?

**403** Să se determine distanța dintre axe a unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați, știind că  $z_1 = 21$  și  $z_2 = 43$  dinți,  $\xi_{n1} = +0,53$ ,  $\xi_{n2} = -0,1$ ,  $\beta_a = 14^\circ$  și  $m_n = 8 \text{ mm}$ .

**404** La treapta conică a reductorului conico-cilindric, prezentat în figura 219 se cunosc:  $z_1 = 16$ ,  $\psi_L = \frac{1}{3}$ ,  $i_z = 2,5$ ;  $L = 64,62 \text{ mm}$ ,  $\delta_{a1} = 21^\circ 48'$  și  $\delta_{a2} = 68^\circ 12'$ . Să se calculeze: numărul de dinți ai roții echivalente; elementele geometrice ale secțiunii medii.

**405** Treapta conică a transmisiei unei roți de macara (fig. 224) are următoarele elemente cunoscute:  $z_1=21$ ,  $z_2=56$ ,  $m=6$  mm. Să se determine elementele geometrice principale:  $i$ ,  $\delta_{a1}$ ,  $\delta_{a2}$ ,  $D_{a1}$ ,  $D_{a2}$ ,  $I$ ,  $a_a$ ,  $b_a$ ,  $h$ ,  $\gamma_{ea}$ ,  $\gamma_{ia}$ ,  $D_{e1}$ ,  $D_{e2}$ .

**406** Să se calculeze efortul unitar de contact — știind că  $k_c=1,30$  — din treapta conică a transmisiei reprezentate în figura 224, cunoscând:  $M_{t2}=9970$  daN·cm,  $n_2=34,55$  rot/min,  $\eta_{tr}=0,96$ ,  $D_{a1}=126$  mm,  $\phi_L=1/3$ ,  $L=179,384$  mm,  $i_z=2,67$  și  $\sigma_{ac}=7290$  daN/cm<sup>2</sup>.

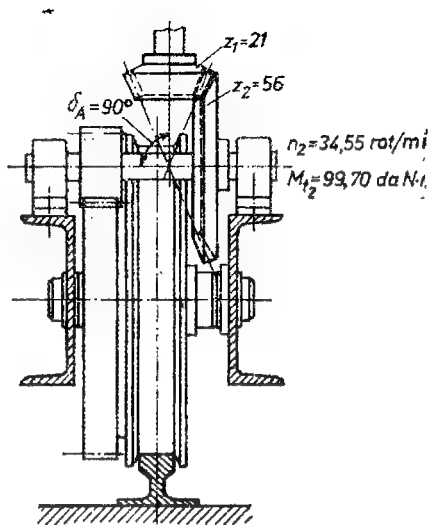


Fig. 224

**407** Motorul unui autocamion dezvoltă o putere de 99,36 kW, la  $n=3000$  rot/min. Știind că raportul de transmitere echivalent, al transmisiei de putere dintre motor și reductorul central, este  $i=3,65$  se cere să se dimensioneze transmisia centrală a autocamionului. Se utilizează roți dințate conice, cu dinți înclinați, raportul de transmitere al reductorului central fiind  $i=4,416$ .

**408** Cu datele obținute la problema nr. 385, se cere să se efectueze calculul elementelor geometrice ale angrenajului conic, cunoscând că numărul de dinți ai pinionului este  $z_1=8$ , iar ai roții —  $z_2=33$  dinți.

**409** La angrenajul melcat — al reductorului din figura 222 — se cunosc:  $D_{e2}=165$  mm,  $D_{a2}=155$  mm,  $a=5$  mm,  $m_a=5$  mm. Să se stabilească care este gradul de acoperire al acestui angrenaj.

**410** Să se dimensioneze — din condiția de rezistență la solicitarea de contact — treapta melcată a unui reductor melcato-cilindric, cunoscând: puterea la arborele melcului  $P=1,25$  kW la  $n=1250$  rot/min,  $i_z=32$ , materialul roții melcate Bz10T (turnat în cochilie), iar al melcului OLC 45, cu HB < 350. Sarcina este constantă, reductorul funcționând 4000 ore.

**411** Să se determine principalele elemente geometrice ale unui angrenaj melcat, cunoscând — din problema 410 —  $A=200$  mm,  $q=12$ ,  $z_1=1$  și  $z_2=32$ .

**412** Să se determine forțele dintr-un angrenaj melcat, la care se cunosc: puterea la arborele melcului  $P=1,25$  kW la  $n=1250$  rot/min,  $z_1=1$ ,  $D_{o1}=120$  mm; materialul melcului OLC 45 cu HB < 350 și al roții melcate — Bz 10 T;  $\phi'=1^\circ 6'$ ;  $\beta_0=4^\circ 46'$ .

Transmisiile prin lanț — folosite la transmiterea momentului de torsiune între doi arbori — sînt formate dintr-o roată de lanț conducătoare, o roată de lanț condusă și lanțul — element metalic articulat — care înfășoară roțile și angrenează cu dinții acestora (fig. 225). Uneori transmisiile prin lanț includ și dispozitive de întindere și ungere.

Transmisiile prin lanț se folosesc în construcția de mașini agricole, de transport (autoturisme, biciclete, motociclete), în construcția de mașini miniere, la utilajele chimice și metalurgice, în construcția de mașini-unelte etc.

*Lanțurile de transmisie* se întrebuintează pentru viteze mari, putînd fi cu role, cu bușe sau dințate.

*Lanțurile cu role* (fig. 226) se folosesc la sarcini mari și sînt standardizate: lanțuri de uz general cu role și zale scurte — STAS 5174-66 și STAS 5006-66 (pentru roțile de lanț); lanțuri cu role și zale lungi — STAS 4239-65 și STAS 7500-66 (pentru roțile de lanț); lanțurile cu role și zale scurte pentru biciclete, motoarete și motociclete — STAS 6478-68.

*Lanțurile cu bușe* nu au role, fiind mai ieftine; se folosesc la viteze mai mici și au o durată de funcționare mai redusă. Sînt standardizate prin STAS 3006-52.

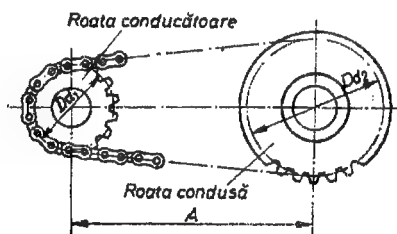


Fig. 225

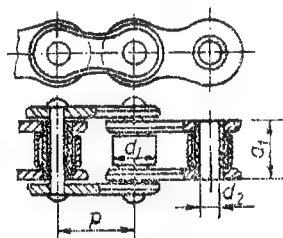


Fig. 226

*Lanțurile dințate* sînt lanțuri de mare precizie și se folosesc la viteze mari, avînd o funcționare silențioasă.

### NOTAȚII FOLOSITE

- |       |   |
|-------|---|
| $a_1$ | — lungimea suprafeței în contact dintre bolt și bușă; |
| $A$   | — distanța dintre axe;                                |
| $A_s$ | — suprafața de strivire dintre bolt și bușă;          |

$c_a$	— coeficientul de siguranță admisibil;
$d_2$	— diametrul bolțului;
$D_{d1}, D_{d2}$	— diametrele de divizare ale roții 1 și, respectiv, 2;
$F_c$	— forța de întindere datorată forțelor centrifuge;
$F_r$	— sarcina minimă de rupere, indicată în standardul lanțului;
$F_q$	— forța de întindere datorată greutatei proprii a lanțului;
$K_A$	— coeficientul care ține seama de distanța dintre axe;
$K_d$	— coeficientul de dinamicitate al sarcinii;
$K_c$	— coeficientul de corecție, global;
$K_f$	— coeficientul regimului de funcționare;
$K_i$	— coeficientul care ține seama de înclinarea liniei centrelor față de orizontală;
$K_p$	— coeficientul care ține seama de poziția liniei centrelor față de orizontală, la calculul forței datorate greutatei proprii a lanțului;
$K_r$	— coeficientul care ține seama de modul de reglare a transmisiei;
$K_u$	— coeficientul care ține seama de felul ungerii;
$q$	— greutatea pe metrul liniar de lanț ( $q = mg = 0,981 m$ , în daN/m, masa $m$ fiind dată în standardul lanțului);
$p_a$	— presiunea admisibilă a peliculei de lubrifiant;
$Z_r$	— numărul de rînduri.

## RELAȚIILE ȘI METODICA DE CALCUL

Capacitatea portantă a transmisiilor prin lanț se determină din condiția de rezistență la strivire a peliculei de lubrifiant dintre bolț și bușă.

Relațiile și metodică de calcul — a transmisiilor prin lanțuri cu role sau cu bușe — sînt prezentate în tabelul 80.

**413** Să se proiecteze transmisia prin lanț — cu bușe și role — dintre un reductor și un transportor cu bandă. Se cunosc:  $P = 3$  kW;  $n_1 = 800$  rot/min;  $i = 3$ ;  $A_{prel} = 45$  p, linia centrelor celor două roți fiind înclinată față de orizontală cu  $15^\circ$ . Sarcina care acționează asupra transmisiei este statică. Întinderea lanțului se reglează prin deplasarea unei roți și se asigură o ungere periodică. Transmisia funcționează în trei schimburi.

### Rezolvare :

În funcție de raportul de transmitere ce trebuie realizat — din tabelul AI-97 — se alege numărul de dinți ai roții mici  $z_1 = 25$ . Se calculează numărul de dinți ai roții mari și se compară cu numărul maxim de dinți, admis pentru lanțul cu bușe și role (v. tabelul 80),

$$z_2 = iz_1 = 3 \cdot 25 = 75 < z_{2\max} = 120.$$

**Relațiile și metodică de calcul a transmisoriilor prin lanțuri cu role  
sau cu bușe [12, 18, 23]**

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Numărul de dinți ai roții mici $z_1$	Se alege din tabelul AI-97.
Numărul de dinți ai roții mari $z_2$	$z_2 = z_1 i < z_{2 \max}$ ; $z_{2 \max} = 120$ — pentru lanțul cu role; $z_{2 \max} = 90$ — pentru lanțul cu bușe.
Pasul $p$ , în mm	$p \leq \frac{4760}{\sqrt{n_1^2 z_1}}$ <p>Din standarde, se aleg câteva variante de lanțuri cu pași mai mici, în continuare calculul efectuându-se pentru toate variantele alese.</p>
Viteza medie $v_m$ , în m/s	$v_m = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} < v_{\max};$ $v_{\max} \begin{cases} = 15 \text{ m/s} & \text{— pentru lanțul cu role și cu} \\ & \text{bușe;} \\ = 30 \text{ m/s} & \text{— pentru lanțul dințat.} \end{cases}$
Forța utilă admisibilă $F_{ua}$ , în daN	$F_{ua} = A_s \frac{p_a}{K_\theta};$ <p> <math>A_s = a_1 d_2</math> (v. fig. 226);  <math>a_1</math> și <math>d_2</math> — din STAS;  <math>p_a</math> — din tabelul AII-22;  <math>K_\theta = K_d K_A K_i K_r K_u K_f</math>;         </p> $K_d \begin{cases} = 1 & \text{— pentru sarcini statice;} \\ = 1,2 \dots 1,5 & \text{— pentru sarcini cu șocuri;} \end{cases}$ $K_A \begin{cases} = 1 & \text{— pentru } A = (30 \dots 50)p; \\ = 1,25 & \text{— pentru } A < 25 p; \\ = 0,8 & \text{— pentru } A = (60 \dots 80)p; \end{cases}$ $K_i \begin{cases} = 1 & \text{— la înclinări ale liniei centrelor} \\ & \text{roților pînă la } 60^\circ; \\ = 1,25 & \text{— la înclinări mai mari de } 60^\circ; \end{cases}$ $K_r \begin{cases} = 1 & \text{— reglarea se obține prin deplasarea} \\ & \text{uneia din roți;} \\ = 1,1 & \text{— se folosesc roți sau role de} \\ & \text{întindere;} \\ = 1,25 & \text{— la transmisibile fără reglare;} \end{cases}$ $K_u \begin{cases} = 0,8 & \text{— ungere prin barbotare sau cu} \\ & \text{ajutorul unei pompe;} \\ = 1 & \text{— ungere prin picurare;} \\ = 1,5 & \text{— ungere periodică;} \end{cases}$ $K_f \begin{cases} = 1 & \text{— funcționare într-un schimb;} \\ = 1,25 & \text{— funcționare în două schim-} \\ & \text{buri;} \\ = 1,45 & \text{— funcționare în trei schimburi.} \end{cases}$

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Puterea utilă admisibilă $P_{ua}$ , în kW	$P_{ua} = \frac{F_{ua} v_m}{100} > P_{dat}.$ <p>Se alege, dintre lanțurile care asigură transmiterea puterii indicate în tema de proiectare (<math>P_{ua} &gt; P_{dat}</math>), varianta cu pasul cel mai mic. Dacă problema nu poate fi rezolvată cu un lanț simplu, se alege un lanț dublu sau triplu, considerînd că fiecare rînd preia aceeași sarcină. Numărul de rînduri:</p> $Z_r = \frac{P_{dat}}{P_{ua}}.$
Distanța dintre axe preliminară $A_{prel}$ , în mm	$A_{prel} = (30 \dots 50)p$
Numărul de zale $W$	$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 A_{prel}}{p} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{A_{prel}}.$
Lungimea lanțului $L$ , în mm	$L = Wp.$
Distanța dintre axe recalculată $A_{rec}$ , în mm	$A_{rec} = \frac{p}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$ <p>Pentru a asigura săgeata de montaj, distanța dintre axe recalculată se micșorează cu cantitatea <math>(0,002 \dots 0,004) A_{rec}</math>:</p> $A = A_{rec} [1 - (0,002 \dots 0,004)].$
Forța din ramura pasivă a lanțului $F_1$ , în daN	$F_1 = F_q + F_c;$ $F_q = K_p q \frac{A_{rec}}{1000};$ $K_p \begin{cases} = 6 - \text{la transmisii orizontale;} \\ = 4 - \text{la unghiuri de înclinare pînă la } 40^\circ; \\ = 2 - \text{la unghiuri mai mari de } 40^\circ; \\ = 1 - \text{la transmisii verticale;} \end{cases}$ $F_c = \frac{qv_m^2}{g}; \quad g = 9,81 \text{ m/s}^2.$
Forța utilă $F_u$ , în daN	$F_u = \frac{2Mt_1}{D_{d1}} = 95\,500 \frac{P_{dat}}{n_1} \cdot \frac{2}{D_{d1}};$ $D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}}.$
Forța din ramura activă a lanțului $F_2$ , în daN	$F_2 = F_u + F_1.$
Coefficientul de siguranță la rupere $c$	$c = \frac{F_r}{F_2} > c_a = 7 \dots 14.$
Forța care acționează asupra arborilor $Q$ , în daN	$Q = K_g F_u;$ $K_g \begin{cases} = 1,15 - \text{la transmisii orizontale;} \\ = 1,01 - \text{la cele verticale.} \end{cases}$

Se determină pasul maxim

$$p_{max} = \frac{4760}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}} = \frac{4760}{\sqrt[3]{800^2 \cdot 25}} = 18,89 \text{ mm.}$$

Din STAS 5174-66, se aleg următoarele variante de lanțuri : 12 B, cu  $p = 19,05$  mm ; 10 B, cu  $p = 15,875$  mm ; 08 B, cu  $p = 12,70$  mm.

Se verifică viteza medie pentru fiecare variantă de lanț :

$$v_{m(12 \text{ B})} = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 19,05 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 6,35 \text{ m/s} < v_a = 15 \text{ m/s};$$

$$v_{m(10 \text{ B})} = \frac{25 \cdot 15,875 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 5,29 \text{ m/s} < 15 \text{ m/s};$$

$$v_{m(08 \text{ B})} = \frac{25 \cdot 12,70 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 4,23 \text{ m/s} < 15 \text{ m/s.}$$

Se determină forța utilă admisibilă, pentru toate variantele alese (v. tabelul 80) :

$$K_e = K_a K_A K_K K_u K_f = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,45 = 2,175;$$

$$F_{ua(12 \text{ B})} = A_s \frac{p_a}{K_e} = a_1 d_2 \frac{p_a}{K_e} = 1,562 \cdot 0,577 \cdot \frac{210}{2,175} = 87 \text{ daN};$$

$$F_{ua(10 \text{ B})} = 1,328 \cdot 0,513 \frac{240}{2,175} = 75 \text{ daN};$$

$$F_{ua(08 \text{ B})} = 1,130 \cdot 0,45 \frac{240}{2,175} = 56 \text{ daN},$$

presiunea admisibilă fiind dată în tabelul AII-22.

Se determină puterea utilă admisibilă :

$$P_{ua(12 \text{ B})} = \frac{F_{ua} v_m}{100} = \frac{87 \cdot 6,35}{100} = 5,53 \text{ kW};$$

$$P_{ua(10 \text{ B})} = \frac{75 \cdot 5,29}{100} = 3,97 \text{ kW};$$

$$P_{ua(08 \text{ B})} = \frac{56 \cdot 4,23}{100} = 2,37 \text{ kW.}$$



Se alege lanțul 10 B, care transmite puterea dată  $P_{dat} = 3 \text{ kW} < 3,97 \text{ kW} = P_{ua}$ .

Se determină  $A_{prel}$ , impus în cazul de față prin temă

$$A_{prel} = 45 \text{ p} = 45 \cdot 15,875 \approx 714 \text{ mm.}$$

Se determină numărul de zale :

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A_{prel}}{p} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{A_{prel}} = \frac{25 + 75}{2} + \frac{2 \cdot 714}{15,875} + \left( \frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{714} \approx 142 \text{ zale.}$$

Se calculează lungimea lanțului :

$$L = Wp = 142 \cdot 15,875 = 2254,25 \text{ mm.}$$

Se recalculează distanța dintre axe :

$$\begin{aligned} A_{rec} &= \frac{p}{4} \left[ W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{15,875}{4} \left[ 142 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left( 142 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = \\ &= 719,14 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Pentru a realiza săgeata de montaj, se adoptă

$$A = A_{rec}(1 - 0,003) = 719,14(1 - 0,003) \approx 717 \text{ mm.}$$

Forța de întindere datorată greutateii lanțului este :

$$\begin{aligned} F_g &= K_p q \frac{A}{1000} = 4 \cdot 0,93 \frac{717}{1000} \approx 3 \text{ daN} ; q = 0,981 \text{ m} = 0,981 \cdot 0,95 = \\ &= 0,93 \text{ daN/m,} \end{aligned}$$

iar forța de întindere datorată forței centrifuge :

$$F_c = q \frac{v_m^2}{g} = 0,93 \frac{5,29^2}{9,81} \approx 3 \text{ daN.}$$

Forța din ramura pasivă

$$F_1 = F_g + F_c = 3 + 3 = 6 \text{ daN.}$$

Se calculează forța utilă :

$$F_u = 95\,500 \frac{P_{dat}}{n_1} \frac{2}{D_{a1}} = 95\,500 \frac{3}{800} \cdot \frac{2}{12,66} = 57 \text{ daN},$$

$$\text{unde : } D_{a1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{25}} = 126,66 \text{ mm}.$$

Forța din ramura activă :

$$F_2 = F_u + F_1 = 57 + 6 = 63 \text{ daN}.$$

Coeficientul de siguranță la rupere :

$$c = \frac{F_r}{F_2} = \frac{2300}{63} \approx 36,5 > c_s = 7 \dots 14.$$

Forța care soliciță arboreii :

$$Q = K_q F_u = 1,15 \cdot 57 = 66 \text{ daN}.$$

**414** Să se calculeze elementele geometrice ale profilelor limită, pentru dantura unei roți de lanț\*) (v. problema 413). Se cunosc :  $z_1 = 25$ ,  $p = 15,875 \text{ mm}$  (lanț 10 B).

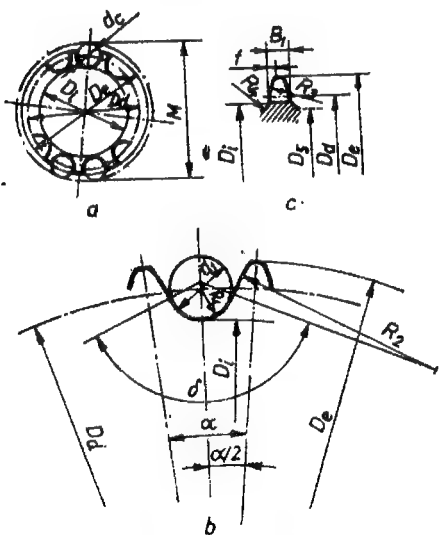


Fig. 227

cu diametrul nominal al rolei lanțului  $d_1 = 10,16 \text{ mm}$ , conform tabelului 2 din STAS 5174-66.

### Rezolvare :

Forma și dimensiunile principale ale danturii unei astfel de roți de lanț se determină conform STAS 5006-66.

Forma și dimensiunile frontale ale danturii (fig. 227, a)

Diametrul de divizare

$$D_{a1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{25}} =$$

$$= 126,66 \text{ mm},$$

diametrul de fund fiind

$$D_{f1} = D_{a1} - d_1 = 126,66 - 10,16 = 116,5 \text{ mm},$$

\*) Pentru lanț cu role și zale scurte.

Se determină diametrul de vîrf

$$D_{e1\max} = D_{a1} + 1,25p - d_1 = 126,66 + 1,25 \cdot 15,875 - 10,16 = 136,34 \text{ mm},$$

$$D_{e1\min} = D_{a1} + p \left( 1 - \frac{1,6}{z_1} \right) - d_1 = 126,66 + \\ + 15,875 \left( 1 - \frac{1,6}{25} \right) - 10,16 = 131,36 \text{ mm},$$

alegîndu-se  $D_{e1} = 134 \text{ mm}$ .

Diametrul rolei calibru este :

$$d_c = d_1 = 10,16 \text{ mm},$$

iar dimensiunea peste role

$$M = D_{a1} \cos \frac{90^\circ}{z_1} + d_c = 126,66 \cos \frac{90^\circ}{25} + 10,16 = 136,57 \text{ mm}.$$

Raza locașului rolei (v. fig. 227, b)

$$R_{1\min} = 0,505 d_1 = 0,505 \cdot 10,16 = 5,13 \text{ mm}; R_{1\max} = 0,505 d_1 + \\ + 0,069 \sqrt[3]{d_1} = 0,505 \cdot 10,16 + 0,069 \sqrt[3]{10,16} = 5,279 \text{ mm}.$$

Unghiul locașului rolei

$$\delta_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{25} = 136^\circ 24', \delta_{\min} = \\ = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{25} = 116^\circ 24'.$$

Raza flancului dintelui

$$R_{2\min} = 0,12 d_1 (z_1 + 2) = 0,12 \cdot 10,16 (25 + 2) = 32,92 \text{ mm}, R_{2\max} = \\ = 0,008 d_1 (z_1^2 + 180) = 0,008 \cdot 10,16 (25^2 + 180) = 65,43 \text{ mm}.$$

Profilul efectiv al golului dintre dinți \*) trebuie să se situeze între profilul minim, determinat de  $R_{1\min}$ ,  $\delta_{\max}$  și  $R_{2\min}$  și profilul maxim, determinat de  $R_{1\max}$ ,  $\delta_{\min}$  și  $R_{2\max}$ .

*Forma și dimensiunile axiale a danturii* (fig. 227, c)

Lățimea dintelui

$$B_1 = 0,95 a_{\min} = 0,95 \cdot 9,65 = 9,17 \text{ mm},$$

unde  $a_{\min} = 9,65 \text{ mm}$ , conform tabelului 2 din STAS 5174-66 ( $a_{\min}$  — lățimea interioară).

---

\*) Locașul rolei.

Teșirea dintelui este

$$f = (0,1 \dots 0,15) p \approx 2 \text{ mm},$$

raza de teșire minimă fiind

$$R_{3 \min} = p = 15,875 \text{ mm}.$$

Raza de racordare la obada roții

$$R_4 = 0,3 \text{ mm}.$$

Diametrul obezii roții

$$D_5 = p \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} - 1,05 b_{1 \max} - 1,00 - 2R_4 = 15,875 \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} - 1,05 \cdot 14,73 - 1,00 - 2 \cdot 0,3 = 108,6 \text{ mm},$$

unde  $b_{1 \max} = 14,73 \text{ mm}$ , conform tabelului 2 din STAS 5174-66 ( $b_{1 \max}$  — lățimea eclisei interioare).

**415** Antrenarea principală a unei mașini de frezat — de la un motor electric cu puterea  $P = 7,5 \text{ kW}$  și turația  $n_1 = 1450 \text{ rot/min}$  — este realizată cu o transmisie prin lanț, de uz general, cu role și zale scurte: 08 B—STAS 5174-66. Se cunosc: raportul de transmitere  $i = 3$ ; sarcina acționează cu șocuri ( $K_a = 1,35$ );  $A = 30 p$ ; linia centrelor roților de lanț este verticală (fig. 228); întinderea se reglează prin deplasarea motorului și a roții conducătoare; ungerea se obține cu ajutorul unei pompe; mașina-unealtă funcționează în două schimburi. Să se calculeze transmisia prin lanț.

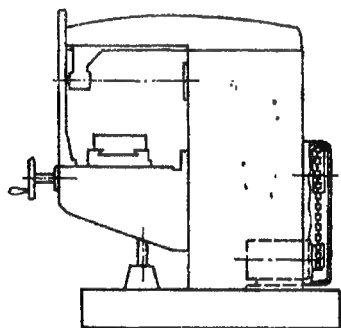


Fig. 228

**416** Să se aleagă și să se verifice lanțul cu role care poate fi folosit la o transmisie la care se cunosc: puterea la roata conducătoare  $P = 5 \text{ kW}$ , turația  $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$ , raportul de transmitere  $i = 2,5$ . Linia centrelor este orizontală,  $A = 1 \text{ m}$ ; transmisia funcționează în trei schimburi, reglarea realizându-se cu o roată de întindere, iar ungerea — prin picurare. Sarcina acționează cu șocuri ( $K_a = 1,35$ ).

**417** La o transmisie prin lanț cu role, având pasul  $p = 25,4 \text{ mm}$ , se cunosc: turația roții conducătoare  $n_1 = 1450 \text{ rot/min}$ , turația roții conduse  $n_2 = 380 \text{ rot/min}$  și  $A = 1400 \text{ mm}$ . Să se determine: raportul de transmitere  $i$ ; numerele de dinți  $z_1$  și  $z_2$ ; numărul de zale  $W$ ; lungimea lanțului  $L$ . Să se stabilească dacă  $A$  se află în limitele recomandate.

**418** Pentru antrenarea unei mașini, se folosește un lanț cu pasul  $p = 15,875$  mm. Se cunosc:  $n_1 = 1450$  rot/min,  $n_2 = 350$  rot/min,  $A = 700$  mm, linia centrelor este înclinată cu  $45^\circ$  față de orizontală, sarcina acționează static; transmisia este fără reglare, cu ungere periodică, funcționând într-un schimb. Să se calculeze: viteza-medie a lanțului; puterea pe care o poate transmite lanțul cu role pe un singur rând, cu pasul dat; forța care acționează asupra arborilor, în cazul în care lanțul transmite puterea admisibilă.

**419** Un lanț, de la o mașină de ridicat, are pasul  $p = 25,4$  mm. Se cunosc:  $i = 2$ ,  $A = 1200$  mm. Să se calculeze: numărul de zale; lungimea  $L$ ; diametrele roților  $D_{a1}$  și  $D_{a2}$ .

**420** Să se calculeze puterea utilă admisibilă a lanțului cu role și zale lungi 210 A, STAS 4239-65. Se cunosc:  $n_1 = 800$  rot/min,  $i = 3,2$ ; transmisia funcționează într-un schimb, fără reglare, cu ungere periodică, sarcina fiind statică: linia centrelor roților este înclinată cu  $30^\circ$  față de orizontală,  $A = (30 \dots 50)p$ .

1. BOIANGIU, D. ș.a. *Elementele elastice ale mașinilor*. București, Editura tehnică, 1967.
2. BUNESCU, V. *Raționalizarea calculelor în proiectare*. București, Editura tehnică, 1971.
3. BUZDUGAN, G.H. *Calculul de rezistență la sollicitări variabile*. București, Editura tehnică, 1963.
4. CERNAVSKI, S. A. *Proektirovanie mekhanicheskikh peredaci*. Moscova, Mașghiz, 1963.
5. CHISIU, AL, ș.a. *Organe de mașini*. București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
6. DASCHIEVICI, B. P. ș.a. *Detali mașin*. Kiev, Iz-vo Tehnika, 1968.
7. DECKER, K. H. *Verbindungselemente*. München, Carl Hanser Verlag, 1963.
8. DECKER, K. H. și KABUS, K. *Maschinenelemente — Aufgaben*. München, Carl Hanser Verlag, 1964.
9. DECKER, K. H. *Maschinenelemente*. München, Carl Hanser Verlag, 1971.
10. DIACENKO, S. K. și STOLBOVOI, S. Z. *Rasciot i proektirovanie detaiei mașini*. Kiev, Izdatelstvo Tehnika, 1961.
11. DITTRICH, O. și SCHUMANN, R. *Anwendungen der Antriebsstechnik*. Band II: *Kupplungen*. Mainz, Otto Krauskopf-Verlag GmbH, 1974.
12. DRĂGHICI, I. ș.a. *Organe de mașini*. Universitatea din Brașov, vol. I, 1973, vol. II, 1980.
13. DRĂGHICI, I., CHISU, E., JULA, A. și PREDA, L. *Organe de mașini. Culegere de probleme*. București, Editura tehnică, 1975.
14. DRĂGHICI, I. ș.a. *Organe de mașini. Culegere de probleme*. Universitatea din Brașov, 1976.
15. DRĂGHICI, I. ș.a. *Calculul și construcția cuplajelor*. București, Editura tehnică, 1979.
16. ESIPENKO, IA. I. *Mekhanicheskie variatori skorosti*. Kiev, Isdatelstvo Techniceskoi literatury, USSR, 1961.
17. FAROBIN, IA. E. *Frikționale peredaci avtomobilei i traktorov*. Moscova, Mașghiz, 1962.
18. FRONIUS, ST. *Maschinenelemente. Antriebsselemente*. Berlin, VEB Verlag Technik, 1971.
19. GHELEV, G. N. ș.a. *Spravochnik po rasciotu jepnih peredaci*. Moscova, Mașghiz, 1960.
20. GÖBEL, E. F. *Gummifedern*. Berlin, Heidelberg — New York, Springer Verlag, 1969.
21. HOROVITZ, B. *Reductoare și variatoare de turație*. București, Editura tehnică, 1963.
22. HOROVITZ, B. *Organe de mașini*. București, Editura didactică și pedagogică, 1969.
23. HOROVITZ, B. ș.a. *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri*. București, Editura tehnică, 1971.
24. IVANOV, M. N. *Detali mașin*. Moscova, Iz-vo Vișșiaia Skola, 1964.
25. JULA, A. ș.a. *Montaje de rulmenți*. Îndrumar. Universitatea din Brașov, 1978.
26. MALTEV, V. F. *Rollkovle mekhanizmi svobodnogo hoda*. Moscova, Mașghiz, 1959.

27. MANEA, G.H. *Organe de mașini*, vol. I, București, Editura tehnică, 1970.
28. MICLOSI, V. ș.a. *Îndrumător pentru alegerea oțelurilor*. București, Editura tehnică 1966.
29. MILOIU, G.H. și DUDITA, F.L. *Transmisii mecanice moderne*. București, Editura tehnică, 1972.
30. NADASAN, S.T. ș.a. *Oboseala metalelor*. București, Editura tehnică, 1962.
31. PAMPEL, W. *Kupplungen*. Band I, Berlin, VEB Verlagstechnik, 1968.
32. PASCOVICI, M., VOICA, I., DUMBRAVA, M. și STANCIU, S. *Lagăre radiale hidrodinamice*. Îndrumar pentru proiectare. Institutul politehnic București, 1977.
33. PAVELESCU, D. ș.a. *Organe de mașini*, vol. I, Institutul politehnic București, 1975.
34. POLIAKOV, V. S., BARBAS, I. D. și RIAHOVSKI, O. A. *Spravochnik po muftam*. Leningrad, Mašinostroenie, 1974.
35. POPESCU, N. *Alegerea și tratamentul termic al oțelurilor pentru roți dințate*. București, Editura tehnică, 1969.
36. PRONIN, B. A. și REVKOV, G. A. *Bestupenniatie klinorementie i frikionie peredaci*. Moscova, Mašinostroenie, 1967.
37. PRONIN, B. A. și REVKOV, G. A. *Proektirovanie frikionih variatorov skorosti*. Moscova, Moskovskii avtomehaničeskii institut, 1970.
38. PRONIN, B. A. și REVKOV, G. A. *Rasčiot i proektirovanie variatorov s glubkoi svlaziu*. Moscova, Moskovskii avtomehaničeskii institut, 1973.
39. RABINOVICI, I. *Rulmenii*. București, Editura tehnică, 1972.
40. RESETOV, D. N. *Organe de mașini*. București, Editura tehnică, 1963.
41. SAUER, L. ș.a. *Angrenaje*, vol. I și II. București, Editura tehnică, 1970.
42. SCHALITZ, A. *Kupplungs-Atlas*. Ludwigshurg/ Württ, A.G.T.-Verlag Georg Thum, 1969.
43. SIMONIS, FR. W. *Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe*. Berlin/ Göttingen/ Heidelberg, Springer Verlag, 1959.
44. STUBNER, K. și RUGGEN, W. *Kupplungen*. München. Carl Hanser Verlag, 1961.
45. STÖLZLE, K. și HART, S. *Freilaufkupplungen*. Berechnung und Konstruktion. Berlin, Göttingen, Heidelberg, Springer Verlag, 1961.
46. TEHNOVICI, L. I. *Sbornik zadaci po detaltam mašin*. Kiev, Iz-vo Tehnika, 1968.
47. TEODORESCU, C. C. ș.a. *Îmbinări sudate*. București, Editura tehnică, 1972.
48. TERPLAN, Z. ș.a. *Mechanikus tengelykapcsolók*. Budapest, Műszaki könyvkiadó, 1966.
49. TERPLAN, Z. ș.a. *Különleges tengelykapcsolók*. Budapest, Műszaki könyvkiadó, 1971.
50. THOMAS, A. K. *Die Tragfähigkeit der Zahnräder*. München, Carl Hanser Verlag, 1966.
51. WAHL, A. M. *Mechanische Federn*. Düsseldorf, Michael Triltsch Verlag, 1966.
52. *Detali mašin*. Rasciit i konstruirovanie. Vol. I, II. Moscova, Mašinostroenie, 1968.
53. *Organe de mașini*. Standarde și comentarii. Vol. I, București, Editura tehnică, 1970; vol. II, București, Editura tehnică, 1972.
54. *Fonte și oțeluri*. Standarde și comentarii. București, Editura tehnică, 1973.
55. *Manualul inginerului mecanic*. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976.

56. *Catalog de rulmenți*, nr. 005. București, Oficial de documentare și publicații tehnice, 1970.
57. *Îndrumător pentru construcția lagărelor cu rulmenți*. București, MICMG, 1974.
58. *Die Gestaltung von Wälzlagerung*. Catalog FAG (R.F.G.), 1970.
59. *Das Wälzlager im Kraftfahrzeug*. Catalog FAG (R.F.G.), 1973.
60. G H E L F E L, V. ș.a. *Organe de mașini. Culegere de probleme*. București, Editura tehnică, 1958.
61. *Documentația tehnică a firmelor specializate*: TEXROPE (Franța); A. Friedr. Flender & Co. (R.F.G.); Hochreuteur & Baum (R.F.G.); Metalastik Ltd. (Anglia); Ortlinghaus Werke GmbH (R.F.G.); STROMAG GmbH (R.F.G.); Stieber Rollkupplung (R.F.G.); Stieber & Nebelmeier (R.F.G.); Borg-Warner-Stieber GmbH (R.F.G.), *Întreprinderea Mecanică Cugir*, Bolenz & Schäfer, Frank Wigglesworth & Co. Ltd. (Anglia).



**ANEXA I**  
**TABELE ȘI DIAGrame**  
**AJUTĂTOARE**

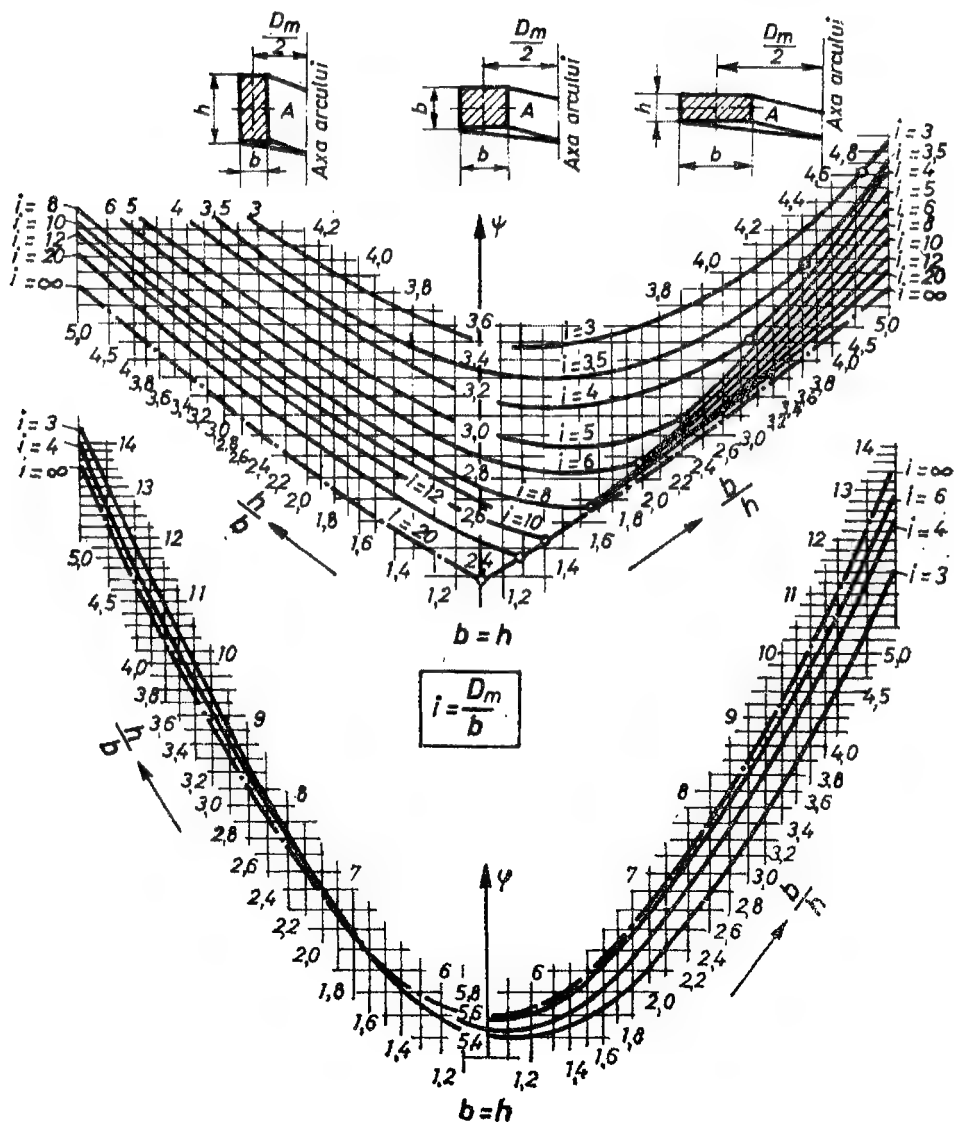
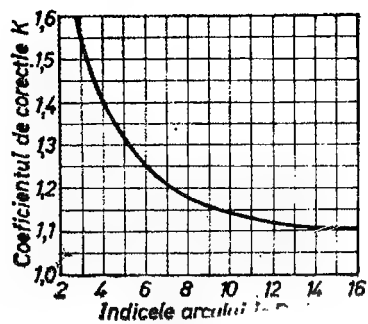
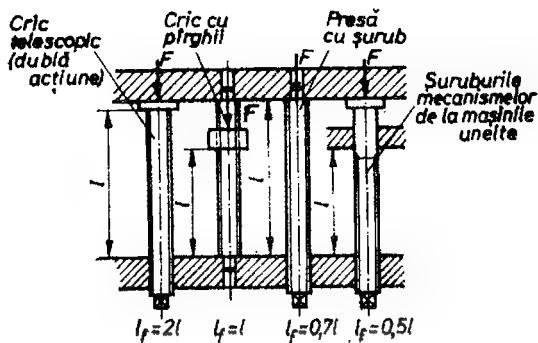


Fig. A I-3

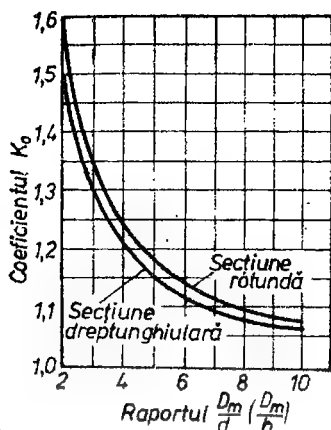


Fig. A I-4

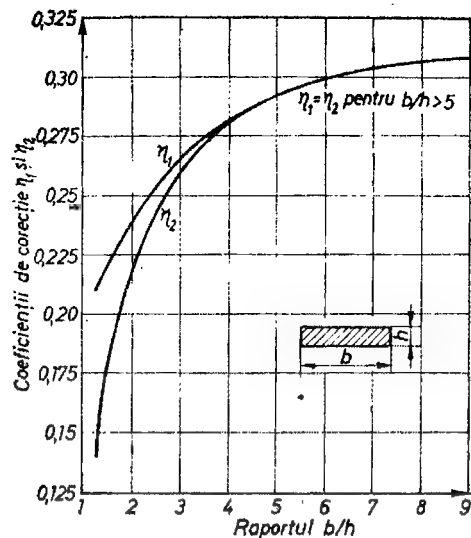


Fig. A I-5

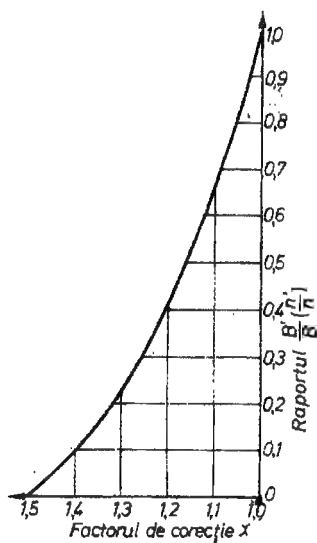


Fig. A I-6

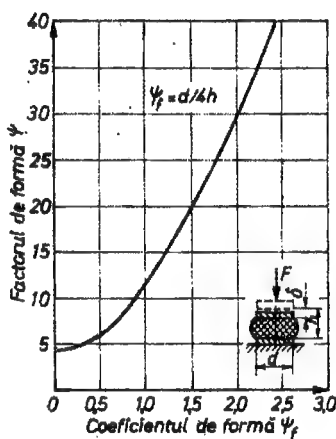


Fig. A I-7

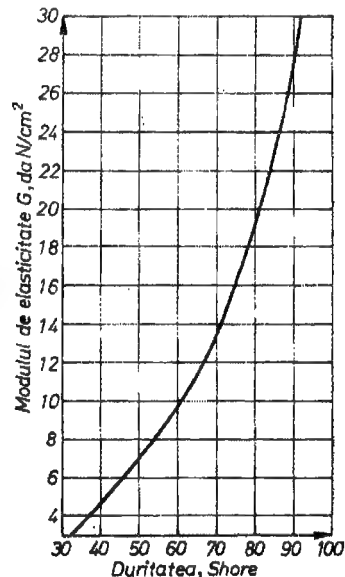


Fig. A I-8

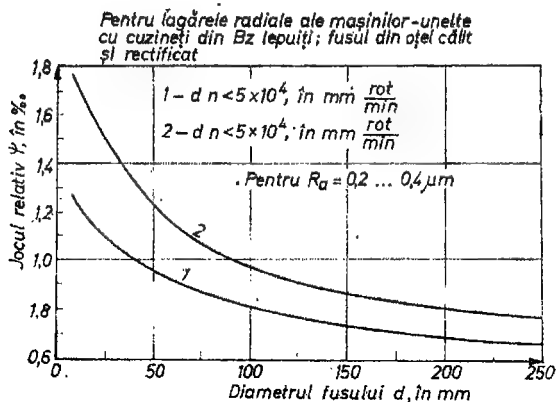


Fig. A I-9

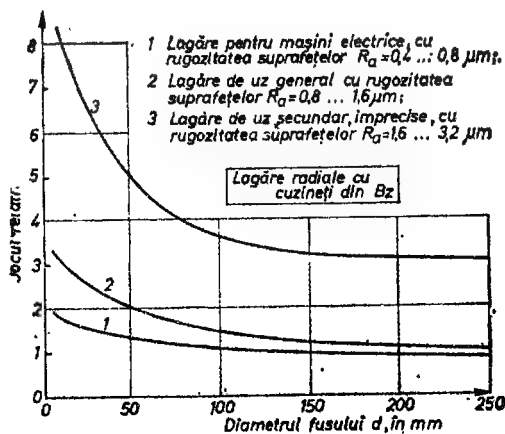


Fig. A I-10

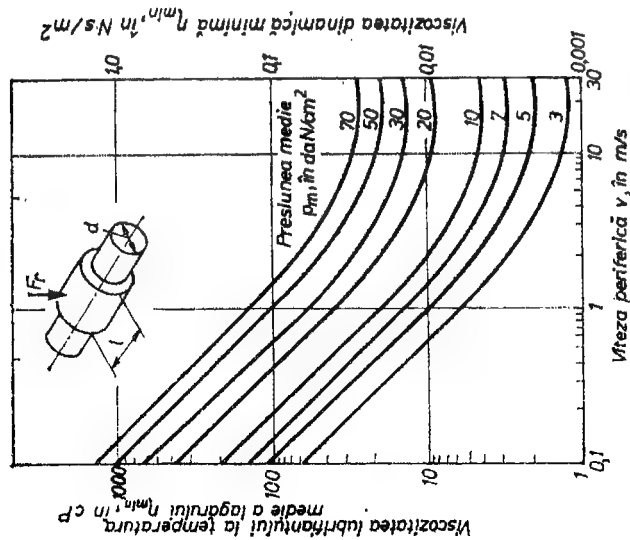


Fig. A I-11

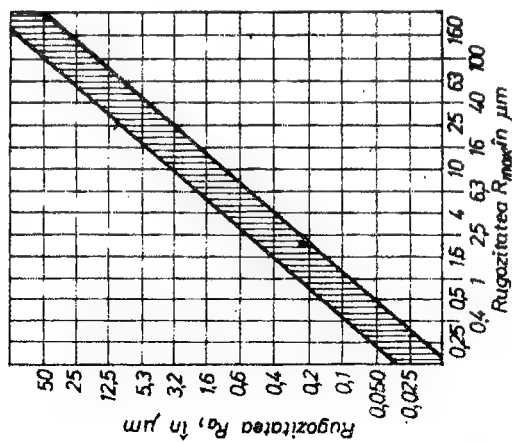


Fig. A I-13

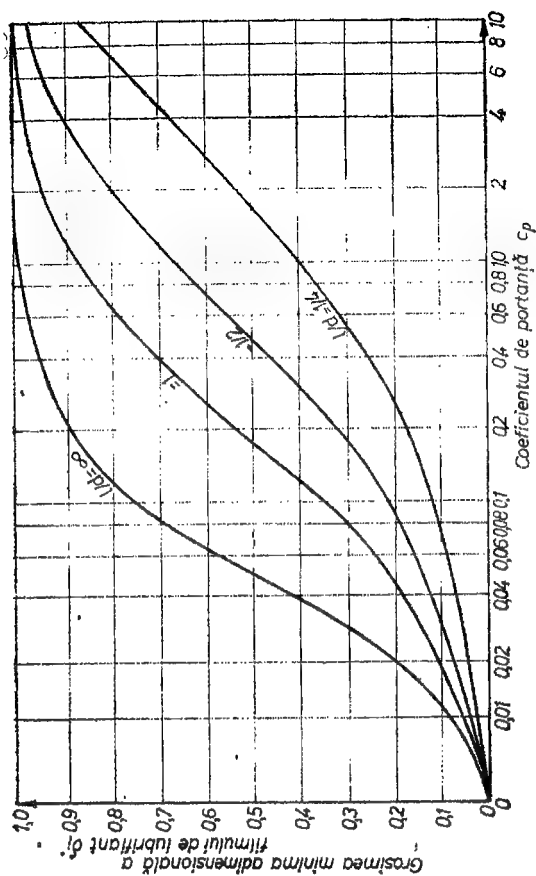


Fig. A I-12

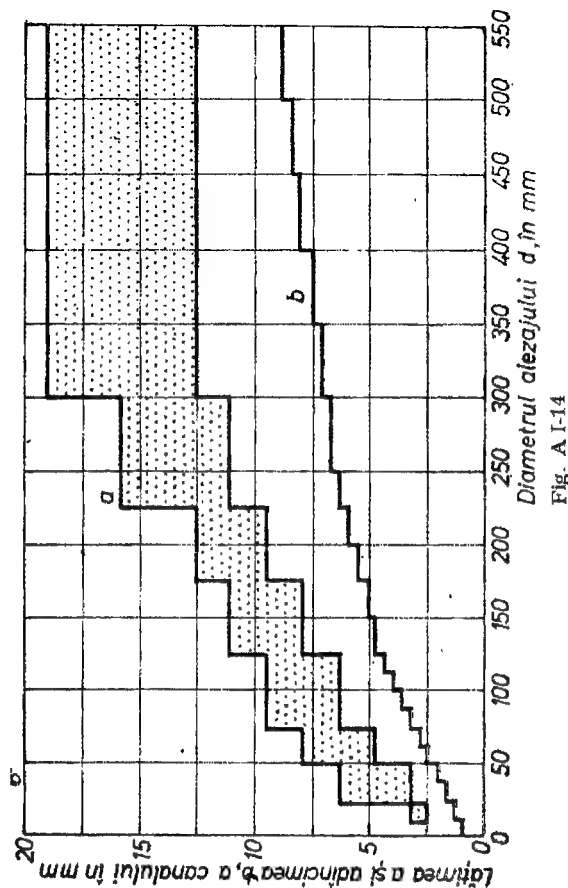


Fig. A I-14

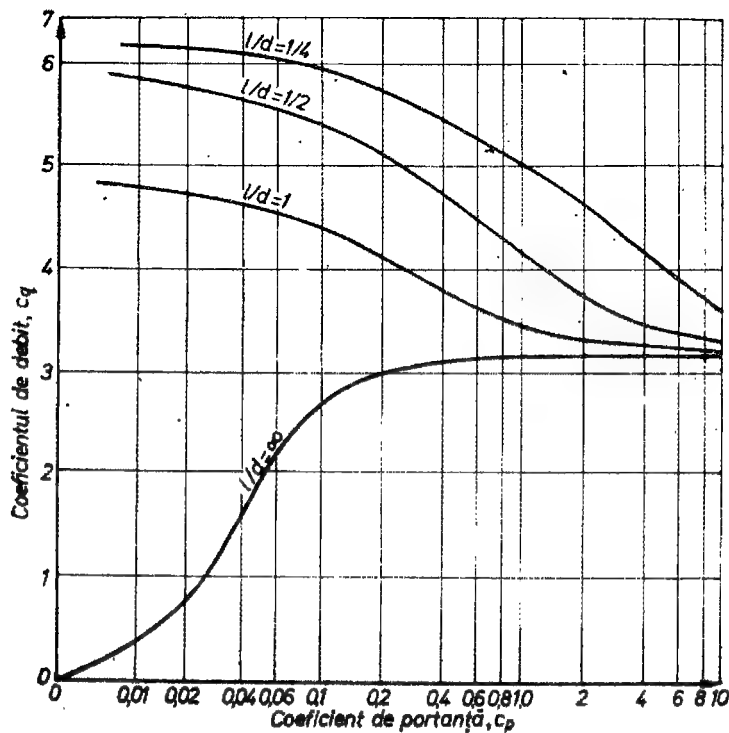


Fig. A I-15

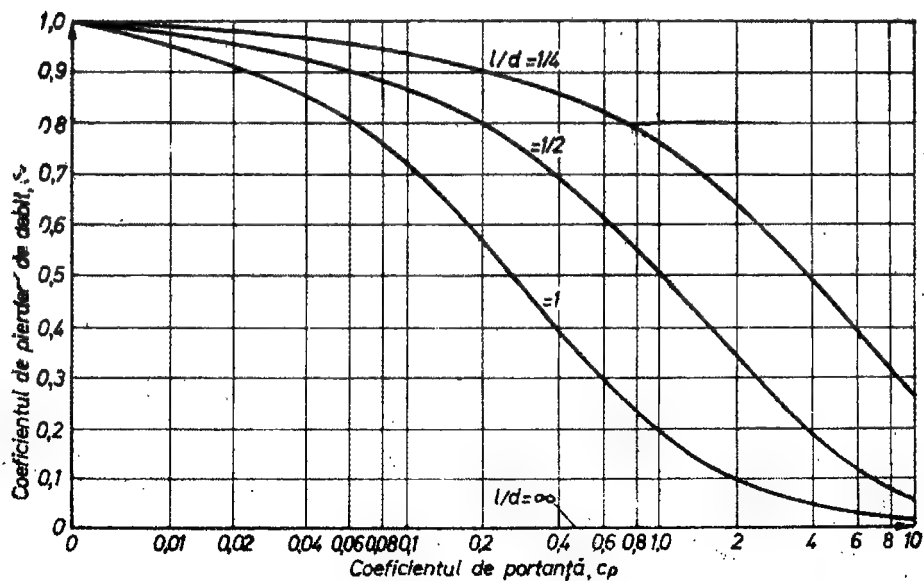


Fig. A I-16

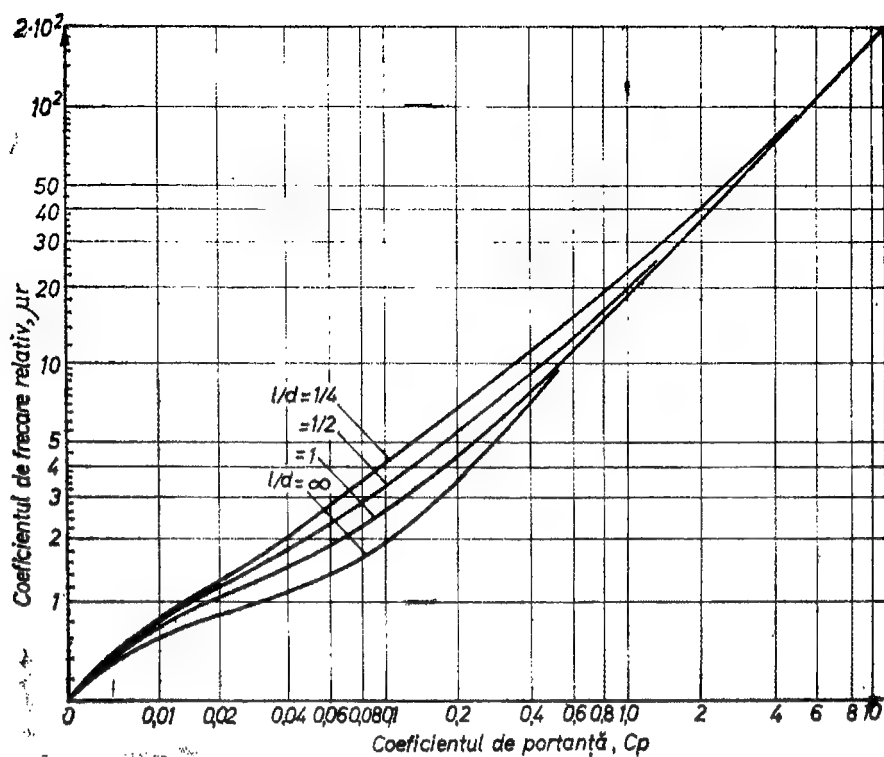


Fig. A I-17

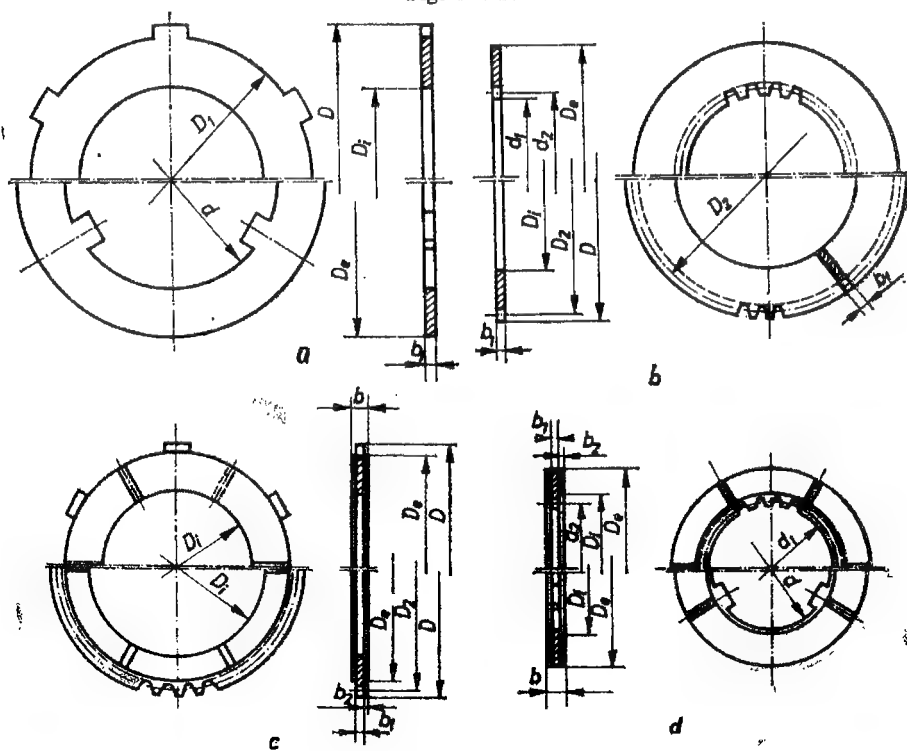


Fig. A I-18

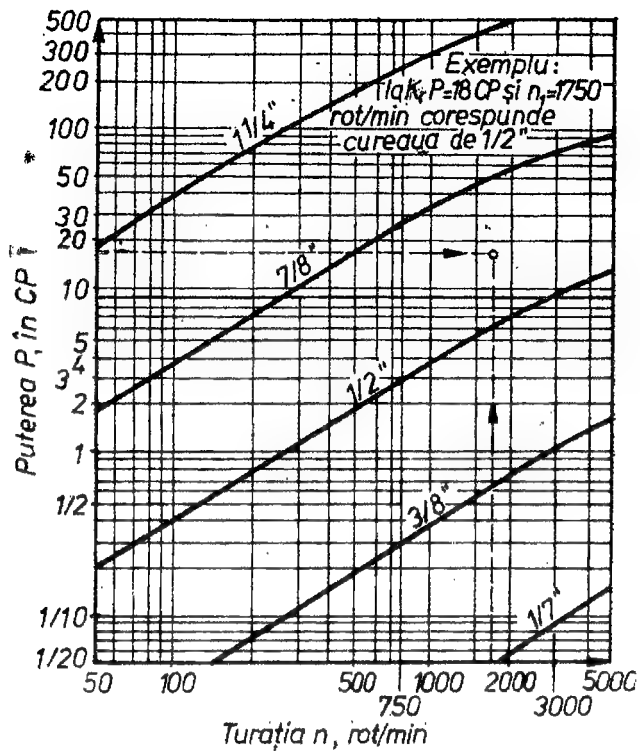


Fig. A I-19

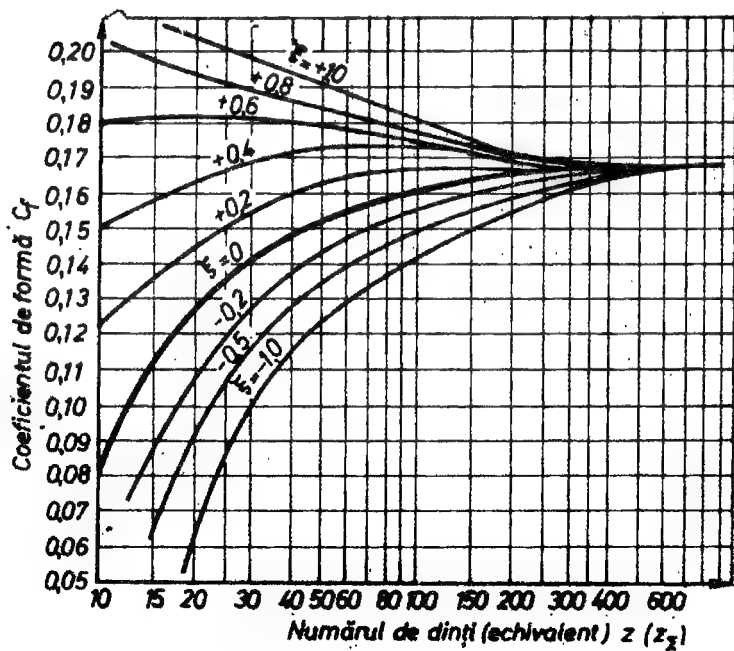


Fig. A I-20

### Parametrii caracteristici ai îmbinărilor nituite de rezistență [12, 13, 27]

Numărul secțiunilor de forfecare	Numărul rîndurilor de nituri	Diametrul nitului $d^*)$ , în mm	Pasul niturilor pe rînd $t$ , în mm	Distanța dintre rînduri $e_1$ , în mm	Distanța de la marginea tablei $e_2$ , în mm	Coefficientul de utilizare $\varphi$
Una	1	$2s$	$(2,5 \dots 3) d_1$	$(2 \dots 2,5) d_1$	$(1,5 \dots 2) d_1$	0,67
	2		$(4 \dots 4,5) d_1$	sau		0,75
	3		$(5,5 \dots 6) d_1$	$(0,5 \dots 0,7) t$		0,83
Două	1	$1,5s$	$3,5 d_1$	$\left( \frac{3}{8} \dots 0,5 \right) t$	$(1,5 \dots 2) d_1$	0,71
	2		$(5,5 \dots 6) d_1$			0,83
	3		$8 d_1$			0,87

\*) Se rotunjește la o valoare standardizată.

*Tabelul AI.2*

### Parametrii caracteristici ai îmbinărilor nituite de rezistență-etanșare [27]

Nr. secțiunii lor de forfecare	Nr. rîndurilor de nituri	Diametrul nitului $d_1$ în mm	Distanța de la marginea tablei $e_1$ în cm	Distanța dintre rînduri $e_1$ în cm	Pasul niturilor pe rînd $t_1$ în cm	Coefficientul de utilizare $\varphi$	$\frac{pD}{4}$ , în cm	$\frac{pD}{2}$ , daN cm	Rezistența admi- sibilă la alunecare $K_{ad}$ în cm <sup>2</sup>	Grosimea eclizei $s_1$
Una	1	$s + 0,8$		—	$2 d_1 + 0,8$	$0,55 \dots 0,60$	500		$600 \dots 700$	—
	2		$1,5 d_1$	$0,6 t$	$2,6 d_1 + (1 \dots 1,5)$	$0,66 \dots 0,70$	$350 \dots 950$		$500 \dots 650$	—
	3	$s + (0,6 \dots 0,8)$		$0,5 t$	$3 d_1 + 2,2$	$0,74 \dots 0,75$	$450 \dots 1350$		$500 \dots 600$	—
Două	1	$s + (0,6 \dots 0,7)$		—	$2,6 d_1 + 1$	$0,67 \dots 0,70$	$350 \dots 950$		$2(500 \dots 600)$	$2/3 s$
	2	$s + (0,5 \dots 0,6)$	$1,5 d_1$	$0,5 t$	$3,5 d_1 + 1,5$	$0,75 \dots 0,82$	$450 \dots 1650$		$2(475 \dots 575)$	$(2/3 \dots 0,8)s$
	3	$s + 0,5$		$3,8 t$	$6 d_1 + 2$	$0,84 \dots 0,85$	$450 \dots 2300$		$2(450 \dots 550)$	$0,8 s$



Tabelul AI-3

Valorile medii ale coeficienților de frecare, la asamblările presate [12, 13, 27]

Materialul piesei		Starea de ungere	$\mu_p$	$\mu_d$	$\mu$
Arborele	Butucul				
oțel	oțel	ungere cu ulei la montare	0,06...0,22	0,08...0,2	0,09...0,17
oțel	fontă	ungere cu ulei la montare	0,06...0,14	0,09...0,17	0,07...0,12
oțel	alaje ușoare	fără ungere la montare	0,02...0,08	0,03...0,08	0,02...0,06

Tabelul AI-4

Înălțimile maxime ale neregularităților de suprafață  $R_{max}$  [27]

Felul prelucrării	$R_{max}$ , în $\mu m$	Felul prelucrării	$R_{max}$ , în $\mu m$
Strunjire grosolană	40 ... 100	Alezare	4 ... 10
Netezire prin strunjire	10 ... 40	Alezare fină	1 ... 4
Strunjire fină cu metal dur	2,5 ... 10	Broșare	2,5 ... 10
Strunjire fină cu diamant	1 ... 2,5	Rectificare	4 ... 10
Netezire prin frezare	10 ... 40	Rectificare fină	1 ... 4
Rectificare fină	4 ... 10	Rectificare foarte fină	0,1 ... 1
Rabotare grosolană	40 ... 100	Honuire	0,1 ... 1
Netezire prin rabotare	10 ... 40	Lustruire	0,1 ... 0,4

Tabelul AI-5

Valorile coeficientului de siguranță în raport cu limita de curgere [52]

Materialul	Sarcină constantă			Sarcină variabilă $0 \rightarrow F$	
	$d = 6 \dots 16$	$d = 16 \dots 30$	$d = 30 \dots 60$	$d = 6 \dots 16$	$d = 16 \dots 30$
Oțel carbon	5,0 ... 4,0	4,0 ... 2,5	2,5 ... 1,5	12,0 ... 8,0	8,0
Oțel aliat	6,0 ... 5,0	5,0 ... 3,0	3,0	10,0 ... 6,0	6,0

## Relațiile de calcul pentru coeficienții de siguranță la solicitări variabile [3, 12]

Metoda de schematizare	Relațiile de calcul	
Soderberg	materiale ductile	$c_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_r}}$
	materiale tenace	$c_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{02}}}$
Serensen-Kinasosvill	$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} > \frac{\alpha_{\sigma} - \psi}{1 - \alpha_{\sigma}}$	$c_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \psi \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}$
	$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} < \frac{\alpha_{\sigma} - \psi}{1 - \alpha_{\sigma}}$	<p>materiale tenace <math>c_{\sigma} = \frac{\sigma_{02}}{\sigma_m + \sigma_a}</math></p> <p>materiale ductile <math>c_{\sigma} = \frac{\sigma_r}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \xi \sigma_a + \sigma_m}</math></p>
Smith	$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} \geq \frac{\varepsilon\gamma}{\beta_k} \left( \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{mc}} - 1 \right)$	$c_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \psi \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}$
	$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} < \frac{\varepsilon\gamma}{\beta_k} \left( \frac{\sigma_{02}}{\sigma_{mc}} - 1 \right)$	$c_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma} \frac{\sigma_a}{\sigma_{02}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{02}}}$
Buzdugan	$c_{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\beta_k}{\varepsilon\gamma}\right)^2 \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{02}}\right)^2}}$	
<p>Observație : 1. Pentru solicitarea de răsucire, <math>\sigma</math> se înlocuiește prin <math>\tau</math>.</p> <p>2. <math>\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}</math> ; <math>\xi = 2 \frac{\sigma_r}{\sigma_0} - 1</math> ; <math>\sigma_{mc} = \frac{\sigma_{02} - \sigma_{-1}}{1 - \psi}</math> ; <math>\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{02}}</math>.</p>		

## Valorile presiunii admisibile și ale coeficienților de frecare, pentru șuruburile de mișcare [6, 9, 12, 13, 24, 27]

Materialul cuplului șurub-piuliță	$p_a^*$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\mu$
Oțel pe fontă	50...60	0,12...0,15
Oțel pe oțel	70...130	0,11...0,1
Oțel pe bronz	70...130	0,08...0,1
Oțel pe fontă antifricțiune	100...130	0,11...0,1

Dimensiunile inelelor tronconice, în mm [7, 9, 12]

	$d'$	$D_m$	$l$	$l'$
	12	15	4,5	3,5
	14	18	6,3	5,3
	16	20	6,3	5,3
	18	22	6,3	5,3
	20	25	6,3	5,3
	22	26	6,3	5,3
	25	30	6,3	5,3
	28	32	6,3	5,3
	30	35	6,3	5,3
	32	36	6,3	5,3
	35	40	7	6
	36	42	7	6
	38	44	7	6
	40	45	8	6,8
	42	48	8	6,8
	45	52	8	6,8
	48	55	8	6,8
	50	56	8	6,8
	55	62	9	7,6
	56	63	9	7,6
	60	67	9	7,6
	63	70	9	7,6
	65	72	9	7,6
	71	78	10	8,4
	75	82	10	8,4
	80	88	10	8,4
	85	98	11	9,2
	90	98	11	9,2
	95	102	11	9,2
	100	108	11	9,2
	120	130	12	9,8
	140	150	12	9,8

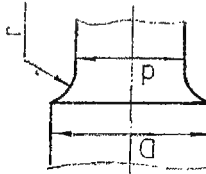
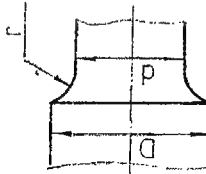


Tabelul AI-9

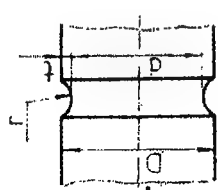
Recomandări privind alegerea indicelui arcului  $t$  [1, 12, 24, 27]

$d$ , mm	1 ... 2,5	3 ... 5	6 ... 12
$t = D_m/d$	5 ... 12	4 ... 10	4 ... 9

Coeficienții efectivi de concentrare  $\beta_2$  în zona racordării [7, 22, 27, 30, 40]

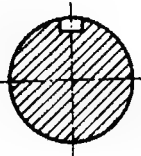
Concentratorul	Solicitarea	$\sigma_r$ , daN/mm <sup>2</sup>	Raportul $\frac{r}{d}$						
			0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	Raportul $\frac{D-d}{2r}$	
			Raportul		Raportul		Raportul		
	Încovoiere	50 70 90 120	$\frac{D-d}{2r} = 1$		$\frac{D-d}{2r} = 3$		$\frac{D-d}{2r} = 5$		
			Raportul		Raportul		Raportul		
			1,36 1,44 1,63 1,59 1,44		1,54 1,81 1,82 1,78		1,54 1,81 1,82 1,78		
			1,40 1,49 1,71 1,69 1,55		1,59 1,91 1,94 1,88		1,59 1,91 1,94 1,88		
		50 70 90 120	1,43 1,54 1,80 1,78 1,66		1,64 2,01 2,05 2,01		1,64 2,01 2,05 2,01		
			1,49 1,62 1,92 1,93 1,83		1,72 2,16 2,23 2,19		1,72 2,16 2,23 2,19		
			$\frac{D-d}{2r} = 3$		$\frac{D-d}{2r} = 5$		$\frac{D-d}{2r} = 5$		
			Raportul		Raportul		Raportul		
		50 70 90 120	1,90 1,96 1,96 1,96 --		2,12 2,16 --		2,12 2,16 --		
			1,99 2,08 2,10 --		2,23 2,30 --		2,23 2,30 --		
			2,08 2,19 2,23 --		2,34 2,45 --		2,34 2,45 --		
			2,21 2,37 2,44 --		2,50 2,66 --		2,50 2,66 --		
	Răsucire	50 70 90 120	$\frac{D-d}{2r} = 1$		$\frac{D-d}{2r} = 3$		$\frac{D-d}{2r} = 5$		
			Raportul		Raportul		Raportul		
			1,28 1,35 1,40 1,43 1,38		1,39 1,55 1,54 1,53		1,39 1,55 1,54 1,53		
			1,29 1,37 1,44 1,46 1,42		1,42 1,59 1,59 1,59		1,42 1,59 1,59 1,59		
		50 70 90 120	1,30 1,38 1,47 1,50 1,45		1,44 1,62 1,64 1,65		1,44 1,62 1,64 1,65		
			1,32 1,42 1,52 1,54 1,50		1,47 1,68 1,71 1,74		1,47 1,68 1,71 1,74		
			$\frac{D-d}{2r} = 3$		$\frac{D-d}{2r} = 5$		$\frac{D-d}{2r} = 5$		
			Raportul		Raportul		Raportul		
		50 70 90 120	1,57 1,62 1,65 --		2,18 2,08 --		2,18 2,08 --		
			1,61 1,69 1,72 --		2,3 2,17 --		2,3 2,17 --		
			1,66 1,75 1,77 --		2,42 2,26 --		2,42 2,26 --		
			1,73 1,86 1,88 --		2,60 2,40 --		2,60 2,40 --		

Coeficienți efectivi de concentrare  $\beta_k$  pentru arborii cu canal înelar [3, 22, 27, 30, 40]

Concentratorul	Solicitarea	$\sigma_r$ , daN/mm <sup>2</sup>	Raportul $\frac{r}{d}$								
			0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
	Încovoiere	50 70 90 120	Raportul $\frac{t}{r} = \frac{D-d}{2r} = 0,5$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 1$			
			1,93	1,84	1,77	1,66	1,48	2,15	2,05	1,97	1,85
			2,04	1,95	1,87	1,77	1,55	2,27	2,17	2,08	1,97
			2,15	2,06	1,97	1,88	1,62	2,39	2,28	2,19	2,09
			2,31	2,22	2,12	2,04	1,73	2,57	2,49	2,36	2,27
		50 70 90 120	Raportul $\frac{D-d}{2r} = 2$					Raportul $\frac{D-d}{2r} = 3$			
			2,36	2,25	2,16	—	—	2,47	2,35 <sup>1</sup>	—	—
			2,50	2,38	2,28	—	—	2,64	2,49	—	—
			2,63	2,51	2,41	—	—	2,81	2,63	—	—
			2,84	2,71	2,59	—	—	3,07	2,84	—	—
	Răsucire	50 70 90 120	1,70	1,60	1,52	1,40	1,20	—	—	—	—
			1,90	1,77	1,67	1,52	1,26	—	—	—	—
			2,10	1,94	1,82	1,63	1,31	—	—	—	—
			2,40	2,20	2,05	1,81	1,40	—	—	—	—

**Tabelul AI-12**

**Coefficienții efectivi de concentrare pentru arbori, în zona canalului de pană, în cazul încovoierei și răsucirii [3, 22, 27, 30, 40]**

Concentratorul	Solicitarea	Rezistența la rupere $\sigma_r$ , în daN/mm <sup>2</sup>				
		50	60	70	80	100
	Încovoiere	1,6	1,75	1,9	2,0	2,3
	Torsiune	1,4	1,5	1,7	1,9	2,2

**Tabelul AI-13**

**Coefficienții efectivi de concentrare a eforturilor unitare, pentru porțiunile canelate și filetate ale arborilor [3, 22, 27, 30, 40]**

Rezistența la rupere $\sigma_r$ , în daN/mm <sup>2</sup>	Solicitarea				
	Încovoiere		Torsiune		
	filet	caneluri	filet	caneluri dreptunghiulare	caneluri evolventice
40	1,45	1,35	1,00	2,10	1,40
50	1,78	1,45		2,25	1,43
60	1,96	1,55		2,36	1,46
70	2,20	1,60		2,45	1,49
80	2,32	1,65		2,55	1,52
90	2,47	1,70		2,65	1,55
100	2,61	1,72		2,70	1,58
120	2,90	1,75		2,80	1,60

**Tabelul AI-14**

**Valoarea factorului dimensional  $\epsilon$  în funcție de diametrul arborelui [3, 22, 27, 30, 40]**

Felul solicitării și materialul	$d$ , mm							
	15	20	30	40	50	70	100	200
	Factorul dimensional $\epsilon$							
Încovoiere pentru oțel carbon	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Încovoiere, pentru oțel aliat de înaltă rezistență și răsucire, pentru toate oțelurile	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,69	0,52

**Tabelul AI-15**

**Coefficientul  $\gamma$  de calitate a suprafeței [3, 22, 27, 30, 40]**

Felul prelucrării	Rezistență la rupere $\sigma_r$ , daN/mm <sup>2</sup>		
	40	80	120
Rectificare	1,0	1,0	1,0
Strunjire fină	0,90	0,90	0,80
Strunjire de degroșare	0,83	0,80	0,66
Suprafață neprelucrată	0,73	0,66	0,45

**Coefficientul dimensional și încălcarea lagărelor diferitelor mașini [5, 55]**

*Tabelul AI-16*

Tipul mașinii	Subansamblul. Condiții de exploatare	Materialul pentru fus-cuzinet	Coefficientul dimensional, $l/d$	Valorile maxime	
				$p_a$ , daN/cm <sup>2</sup>	$v_a$ , m/s
1	2	3	4	5	6
Transmisii mecanice	Funcționare intermitentă	OL 50/rășini sintetice OL 50/materiale plastice	1...2	6...40	1...0,15
		OL 50/rășini sintetice OL 50/materiale plastice		6...20	0,5...0,15
	Funcționare continuă	Oțel/fontă (STAS 6707-73)		3...40 (max 50)	3...1,5
		Oțel/compoziție pentru lagăre (Y-Sn 83 și Y-Sn 80, STAS 202-73)		150...200	80...60
		Oțel/bronz		150	10
		STAS 197-68		80	3
Mașini-unelte		Bz 14 T	1,2...2	50	3
		Bz 6 Zn T			
		Bz 4 Zn T			
		Oțel/bronz		20...50	8
		Bz Sn Pb 25		50	3
		Bz 4 Zn T		150	4
		Bz Al 9T		200	5
		Bz Al 10 Fe <sub>3</sub>		250	8
		Bz Al 7T			
		Oțel/fontă STAS 6707-73		5...120	5...1,0
		Fgn A-1 Fgn A-2 Fm A-1 Fm A-2		5...120	5...1,0

Tabelul A1-16 (continuare)

1	2	3	4	5	6
Motoare cu ardere internă	Lagăre pentru arborele cotit (palieri) Lagăre de legătură ale arborelui cu biela (manetoane)	Oțel/ compoziție pe bază de Pb Y-Pb Sn 10 Y-Pb Sn 6 Sb 6 (Babmetal) Y-Sn 83 Y-Pb 98		150...200 150 200...250 150	12 6 80 15
		Oțel/ bronz Bz Sn Pb 22	0,5...0,9	55...130	3
		Oțel/ bronz Bz Sn Pb 5	0,5...0,8	125...250 (150)	12
		Oțel/ compoziție Y-Pb Sn 10 Y-Pb Sn 6 Sb 6 Y-Al Sb 5		150...200 150 100	12 6 4
Mașini de ridicat	Lagăre pentru roți și tamburi	Oțel/ bronz Bz Sn Pb 22 Bz 14 T		150 150	3 10
		Oțel/ fontă Fc A-2	0,8...1,8	1...60	2...0,75
		Oțel/ mat. plastic poliamida		12...60	2...1
		Oțel/ alamă Am X T2 și T6		100	1
Laminoare		Oțel călit/ mat. plastic Nylon Teflon arnat	0,5...1,5	60 200	5 5
		Oțel/ bronz Bz Al 9T Bz Al 10 Fe Bz Al 7 T		150 200 250	4 5 8

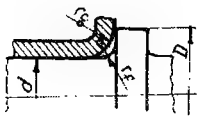


Tabelul AI-16 (continuare)

		Oțel/ compoziție	Y-Pb 98 (babit) 15 — 17% Sb 1,5—2% Cu 15 — 17% Sn restul Pb		150	60
		compoziție {			150	12
					125...250 (150)	12
		Oțel/ bronz	Bz Sn Pb 5		50	5
			Bz 6 Zn T		100	4
			Bz 4 Zn T		105	10
			Bz (prelucrat la presiune) STAS 95-67	0,6...1,5		
		Oțel/ aliaj tip babit	Y Sn 83		200...250	80
		Oțel/ textolit			50...150	1...5
		Oțel/ materiale sinterizate			100	—
		Oțel/ bronz	Bz 4 Zn T		50	3
		Oțel/ lignoston		0,5...2	40...100	4
		Oțel/ cauciuc			3...4	7
		Oțel/ textolit			50...150	1...5
		Oțel călit/mat. plastice	Nylon		60	5
			Teflon (PTFE)		30	0,5
		Oțel/ aliaj tip babit	Y-Sn 83		200...250	80
		Oțel/ materiale sinterizate			100	—
		Oțel/ mat. plastice (Poliamida)		1,5...2	60	1
Turbine, motoare electrice, pompe centrifuge, compresoare						
Mășini și instalații din industria textilă, alimentară, chimică						
Mășini agricole						

Tabelul AI-17

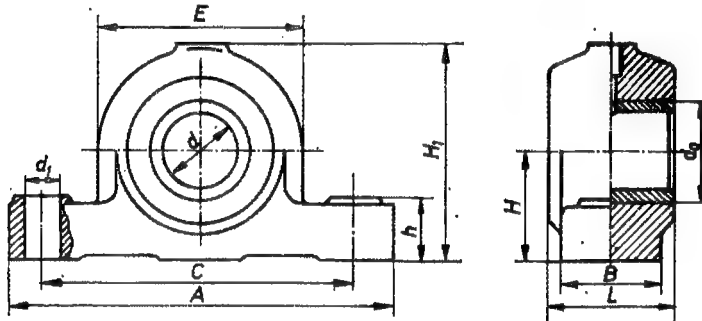
## Razele de racordare la umărul fusului [27]

	$d$	20 ... 30	30 ... 45	45 ... 70	70 ... 100	100 ... 150	150 ... 200
	$r_f$	1,5	2	3	4	6	8
	$r_c$	2,5	3	4	5	8	10

Observație: Dimensiunile în mm.

Tabelul AI-18

## Dimensiunile corpurilor de lagăre turnate, în mm [55]



$d$ (H8)	$d_0$ (H8/k6)	$A$	$B$	$L$	$C$	$d_1$	$H$	$H_1$	$h$	$E$
25	32	150	45	60	110	14	36	72	25	70
30	38	160	45	60	120	14	40	80	25	75
40	50	185	50	70	140	18	45	93	30	90
50	60	210	60	80	160	23	56	108	35	100
60	70	230	70	90	180	23	67	128	35	120
70	85	270	80	100	210	23	75	148	40	140
80	95	300	80	100	240	27	85	168	45	160
90	105	320	90	120	260	27	100	193	50	180
100	115	350	100	120	280	27	106	208	50	200
110	125	350	100	120	280	27	106	208	50	200
125	140	400	100	120	320	34	120	238	55	230

Tabelul AI-19

Valorile factorului de material  $K_m$  [32]

Materialul cuzinetului	Aliaje metalice				Materiale plastice	
	Bz (fosforos)	Bz (cu Pb)	Al-Sn	Sn-Pb	termorigide	termoplaste
Valorile factorului $K_m$	1,0	0,8	0,8	0,5	0,7	0,6

Tabelul AI-20

Factorul de siguranță pentru sollicitarea statică  $f_0$  [56]

Tipul lăgăruirii, felul solicitării	$f_0$	Observații
Pentru lăgăruiri precise și unde se pretinde o funcționare ușoară și fără vibrații	1,2...2,5	Pentru carcase cu pereți subțiri, se vor alege valorile maxime, iar pentru carcase cu pereți masivi se vor alege valorile minime
Pentru solicitări în repaus și apoi rotire cu turație medie	0,8...1,25	
Pentru lăgăruiri neînsemnate, cu rotire încetă și pentru care nu au importanță frecările mari și neuniforme	0,5...0,8	
Pentru rulmenți axial-oscilanți cu role	>2	

Tabelul AI-21

Factorul de temperatură  $f_t$  [56]

$t, ^\circ\text{C}$	$\leq 120^\circ\text{C}$	$150^\circ\text{C}$	$200^\circ\text{C}$	$250^\circ\text{C}$	$300^\circ\text{C}$
$f_t$	1,0	0,95	0,85	0,75	0,60

Tabelul AI-22

Factorul de șoc  $f_s$  [56]

Tipul vehiculului	Factorul $f_s$
automobile ușoare	1,3
automobile grele	1,4
autocamioane până la 1,5 tone	1,4
autocamioane peste 1,5 tone	1,5...1,6
vehicule cu arcuri, pentru căi ferate	1,3
vehicule fără arcuri, pentru căi ferate	1,5...1,7
mașini agricole sau pentru construcții	1,8...2,2

Factorul suplimentar  $f_z$  [56]

Felul antrenării	$f_z$	$v, m/s$
curele trapezoidale	2	5...30
curele textile	2...3	
curele din piele	2,5...3,5	
curele din oțel	3...4	
cablu de oțel	5...6	
lanț	1,1...1,3	1...3
<i>Roți dințate cilindrice cu dinți drepți :</i> neprelucrați	1,6...2,3	
frezați	1,1...1,6	
rectificați	1,1...1,3	
<i>Roți dințate cilindrice cu dinți înclinați :</i> frezați	1,3...1,7	
rectificați	1,6...2	10...60

Tabelul AI-24

Factorul suplimentar  $f_d$  [56]

Felul utilajului	$f_d$
<i>Mașini de forță :</i>	
mașini electrice, turbine	1,0...1,1
motoare de tracțiune	1,1...1,2
<i>Mijloace de transport și ridicat :</i>	
benzi de transport, pompe centrifuge, turbocompresoare	1,0...1,2
ascensoare, macarale	1,2...1,3
mijloace de transport minier	1,5...1,8
compresoare cu piston	1,2...1,5
transportor vibrator	1,5...2,5
<i>Mașini pentru construcții :</i>	
instalații pentru preparare, malaxor	1,1...1,2
mori cu bile și similare	1,5...1,7
concasoare conice și cu fălci, mori cu ciocane	1,5...2,0
excavator	1,5...2,5
moară cu valțuri	1,8...2,2
instalații de foraj	2,0...2,2
<i>Mașini pentru industria alimentară :</i>	
mori pentru cereale	1,1...1,2
mașini pentru frământat aluat	1,2...1,5
<i>Mașini pentru prelucrări mecanice :</i>	
pentru prelucrarea lemnului, gatere	1,1...1,3
ciocane de forjă, ghilotine, ștanțe	1,3...2,0
mașini-unelte prelucrări metale	1,4...1,6
laminoare de tablă	2...4

Parametrul care ține seama de felul ungerii și răcirii [56]

Condițiile de funcționare și de ungere	parametrul $\alpha$
ungere cu unsoare și funcționare continuă	70...80
ungere cu ulei, funcționare continuă sau ungere cu unsoare și încărcare intermitentă	130...160
ungere cu ulei și buna evacuare a căldurii sau răcire prin radiație	190...220
cantitate abundentă de ulei, condiții bune de evacuare a căldurii și încărcare intermitentă	275...325
condiții optime de evacuare a căldurii, răcire prin radiație a uleiului sau ulei în mare cantitate și încărcare de scurtă durată	560...700

Tabelul AI-26

Recomandări pentru alegerea duratelor de funcționare pe trepte în cutiile de viteze cu 3-8 trepte, în % din timpul total [12]

Numărul treptelor de viteze	Viteza	Turisme		Camioane		Autobuze		Autocamioane de tonaj mare
		mici	obișnuite	obișnuite	auto-trenuri	urbane	interurbane	
3 trepte	1	1	1					
	2	30	22					
	3 ( $i = 1$ )	69	77					
4 trepte	1	0,5	0,5	1	5	1	1	5
	2	3	2	3	15	5	3	35
	3	20	10,5	21	55	25	21	40
	4 ( $i = 1$ )	76,5	87	75	25	69	75	20
4 trepte (cu suprapriză)	1	1	0,5	1		1	1	
	2	8	3	4		8	4	
	3 ( $i = 1$ )	23	20	35		40	35	
	4	68	76,5	60		51	60	
5 trepte	1		0,5	1	3	1	1	3
	2		2	3	12	4	3	15
	3		4	5	30	10	5	25
	4		18,5	16	40	20	16	40
	5 ( $i = 1$ )		75	75	15	65	75	17
5 trepte (cu suprapriză)	1		0,5	1		1	1	
	2		2	3		4	3	
	3		15	12		15	12	
	4 ( $i = 1$ )		57,5	64		60	64	
	5		25	20		20	20	

Tabelul AI-26 (continuare)

Numărul treptelor de viteze	Viteza	Turisme		Camioane		Autobuze		Autocamioane de tonaj mare
		mici	obișnuite	obișnuite	autotrenuri	urbane	interurbane	
6 trepte	1			1	3	1	1	3
	2			2	5	3	2	10
	3			4	20	6	4	20
	4			8	40	15	8	30
	5			15	20	15	15	25
	6			70	12	60	70	12
6 trepte (cu suprapriză)	1			1		1	1	
	2			2		3	2	
	3			4		6	4	
	4			8		15	8	
	5 ( $i = 1$ )			70		60	70	
	6			15		15	15	
8 trepte (cu suprapriză)	1			0,5			0,5	3
	2			1			1	10
	3			3			3	15
	4			5,5			5,5	25
	5			10			10	25
	6			15			15	10
	7 ( $i = 1$ )			45			45	7
	8			20			20	5

Tabelul AI-27

Valorile orientative ale coeficientului de siguranță pentru cuplajele permanente [52]

Tipul mașinii antrenate	Coeficientul $K_s$
Generatoare de curent	1...2
Ventilatoare	1,25...2
Pompe centrifugale și cu piston, compresoare cu piston	1,75...3,5
Mașini-unelte	1,25...2,5
Mașini-unelte pentru prelucrarea lemnului, transportoare cu bandă și cu lanț	1,5...2,0
Transportoare cu role	4,0
Mașini de ridicat, elevatori	3...5

Valorile coeficientului parțial de siguranță  $K_1$  [60]

Regimul de funcționare și tipul mașinii antrenate	Mașina moloare	Cuplaje dinate			Cuplaje elastice			Cuplaje cu fricțiune (ambreiaje)		
		A*)	B		A	B		A	B	
			C	C		C	C		C	C
a. Funcționare uniformă, sarcini de inerție neglijabile arbori de transmisie, generatoare de curent de joasă tensiune, ventilatoare $P/n \leq 0,05$ , pompe centrifuge		1	1,1	1,2	1	1,2	1,4	1,2	1,6	1,8
b. Funcționare uniformă, sarcini mici de inerție exhaustoare și ventilatoare cu $P/n = 0,05 - 0,1$ , turbocompresoare, mașini-unelte cu mișcare rotativă, mașini textile ușoare, transportoare, mașini de îndoit tablă		1,1	1,2	1,3	1,2	1,4	1,7	1,4	1,8	2,0
c. Funcționare neuniformă, sarcini medii de inerție suflante centrifugale, rotative, cu piston, mașini pentru industria lemnului, generatoare de curent, transportoare cu bandă, mașini de rectificat, ventilatoare cu $P/n > 0,1$		1,2	1,3	1,5	1,4	1,7	2,0	1,6	2,0	2,2
d. Funcționare neuniformă, sarcini de inerție și șocuri de valoare medie malaxoare de beton, mașini de răboțat, ventilatoare de mine, pompe cu piston și compresoare cu gradul de neuniformitate $1/100 \dots 1/200$ , ascensoare, poduri rulante, transportoare cu lanț și curea, pompe centrifugale, transportoare ușoare cu role		1,3	1,5	1,7	1,7	2,0	2,4	1,8	2,2	2,5
e. Funcționare neuniformă, sarcini de inerție importante și șocuri puternice prese, loarfect, prese de matrișat, pompe cu piston cu volant ușor, comanda excavatoarelor, mașini de trefilat, mașini de compactat prin vibrație		1,5	1,7	1,9	2,0	2,4	2,8	2	2,5	2,8
f. Funcționare neuniformă, sarcini de inerție importante și șocuri foarte puternice generatoare de sudură, concasoare de piatră, transportoare cu role grele, laminoare, compresoare cu piston și pompe cu piston, fără volant		1,8	2,1	2,3	2,4	2,8	3,3	2,2	2,8	3,2

\*) A — electromotoare, turbine cu aburi; B — motoare cu ardere internă cu 4...6 cilindri, cu gradul de neuniformitate  $1/100 \dots 1/200$ ; C — motoare cu ardere internă, cu 1...3 cilindri, cu gradul de neuniformitate  $1/80 \dots 1/100$ .

Tabelul AI-29

Valorile coeficientului parțial de siguranță  $K_2$  [60]

Timpul zilnic de funcționare, în ore			
Până la 2	2...8	8...16	Peste 16
coeficientul $K_2$			
0,9	1	1,12	1,25

Tabelul AI-30

Valorile coeficientului parțial de siguranță  $K_3$  [60]

Frecvența cuplărilor pe oră		Până la 1	1-20	20-40	40-80	80-160	Peste 160
Domeniul de aplicare, conform tabelului AI-28	Coeficientul $K_3$						
	a	1	1,2	1,3	1,5	1,6	2,0
	b	1	1,09	1,18	1,37	1,46	1,8
	c	1	1,08	1,17	1,25	1,33	1,65
	d	1	1,07	1,15	1,23	1,23	1,55
	e	1	1,07	1,12	1,18	1,18	1,32
	f	1	1,06	1,08	1,1	1,1	1,1

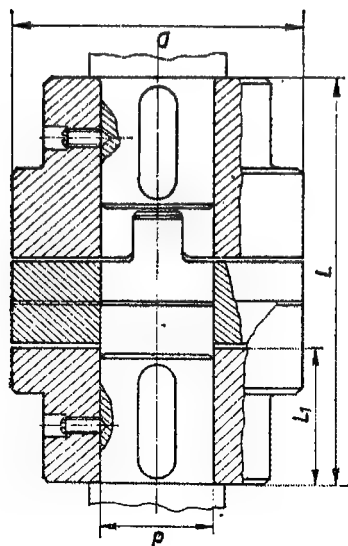
Tabelul AI-31

Valorile orientative ale coeficientului de siguranță  $K_s$  pentru cuplajele de siguranță [60]

Solicitarea	Mașina antrenată	Mașina motoare		
		Motor cu ardere internă		Motor electric Turbină cu aburi Motor cu pistoane axiale cu peste 6 cilindri
		1-3 cilindri. Gradul de neuniformitate 1/80 ... 1/100	4-6 cilindri. Gradul de neuniformitate 1/100 ... 1/200	
Uniformă	Ventilatoare, amestecătoare pentru lichide, pompe centrifugale, generatoare, arbori de transmisie	1,5...2,5	1,3...2	1,2...1,5
Neuniformă	Mașini-unelte, generatoare, amestecătoare, vinciuri, ascensoare	2,0...3,0	1,6...2,5	1,4...2,5
Cu șocuri	Pompe cu piston, compresoare cu piston, trolii, ștanțe, foarfeci, centrifuge	2,5...4,0	2,0...3,0	1,6...2,5
Cu șocuri puternice	Laminoare, concasoare de piatră, vibratoare, prese, transportoare cu role grele	3,0...5,0	2,5...4,0	2,0...3,5



Dimensiunile principale ale cuplajelor Oldham cu element intermediar cilindric, metale [15, 52, 60]

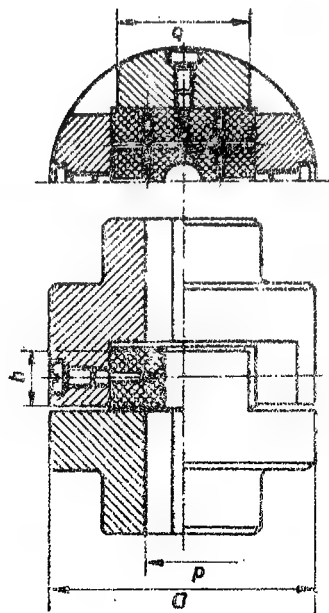


După normele sovietice MN 2701-61

Mărimile cuplajului		70	90	110	130	150	170	190	210	240	280	320	340
Moment $M_{te}$ , daN · m		12	25	50	80	125	200	320	500	800	1000	1600	2000
Di- men- siuni, în mm	d	15	20	36	45	55	65	75	85	95	110	130	150
	D	17	25	40	50	60	70	80	90	100	120	140	
D	L	18	30										
	L <sub>1</sub>	70	90	110	130	150	170	190	210	240	280	320	340
Turația limită, rot/min		95	115	160	200	240	275	310	355	395	435	485	530
		250											100

După firma CROFTS (Anglia)

Mărimile cuplajului		127	152	191	229	267	305	343	381	457	533	610
Moment $M_{te}$ , daN · m		28,6	43	72	108	144	216	324	432	720	1080	1610
Di- men- siuni, în mm	d	38	51	63,5	76	89	102	114	127	152,5	178	203
	D	127	152	191	229	267	305	343	381	457	533	610
L	L <sub>1</sub>	146	178	216	248	292	330	368	403	476	565	635
	L <sub>1</sub>	54	67	79	92	108	121	133	146	171	197	229
Turația limită, rot/min		1200	980	800	640	500	450	400	350	300	250	200



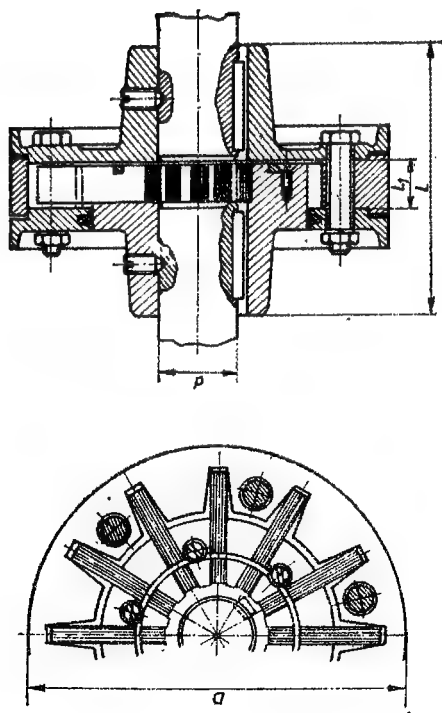
Tablul AI-33

Dimensiunile principale ale cuplajelor Oldham cu element intermediar prismatic, din textolit, (Norme sovietice M.N. 2701-61) [52]

Mărimea cuplajului	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Moment $M_{tc}$ , daN·m	1,7 3	4 5	8 11	13 16 21	32 45	50 66,5	86,5 110	137 169	204 245	291
$d$	16 18	20 22	25 28	30 32 35	40 45	50 55	60 65	70 75	80 85	90
$D$	70	80	100	120	150	180	220	250	290	330
$L$ (lungimea totală a cuplajului)	84	104	124	149	184	224	254	274	304	344
$b$	40	50	60	70	80	100	120	140	160	180
$h$	20	20	20	25	30	40	50	50	60	60
Turația ilimită, rot/min	8200	7000	5700	4700	3800	3200	2600	2200	1800	1700

Dimensiunile principale ale cuplajului Bibby [15, 60]

		Varianta a										Varianta b									
Tipodimensiunea cuplajului	Moment maxim, daN·m	Varianta a										Varianta b									
		102	110	120	124	130	136	152	158	168	212	236	266	290	318	432	478				
Dimensiuni, în mm	d	4,3	6,45	10,8	18	28,6	43	64,5	86	129	251	322	466	645	895	1720	2507				
	D	28,5	38,1	41	57	54	63,5	78	92	108	102	122	121	146	167	157	173				
	L <sub>1</sub>	105	121	145	172	191	197	222	254	276	295	324	337	375	425	432	492				
	j	38	38	44,5	51	51	57	63,5	70	89	102	102	102	114	127	140	152				
Dinensiuni, în mm	D <sub>1</sub>	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	3,2	3,2				
		45	59	62	87	84	81	119	143	165	156	187	184	222	254	240	267				
Turația limită, rot/min		5625	4700	4420	3360	3130	2900	2430	2090	1860	1765	1560	1500	1280	1130	1145	1015				

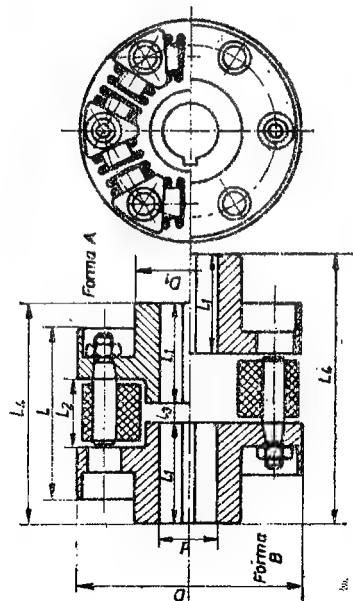


Tabelul AI-35  
Dimensiunile principale ale cuplajului elastic cu arcuri lamelare,  
dispus radial [15, 34, 60]

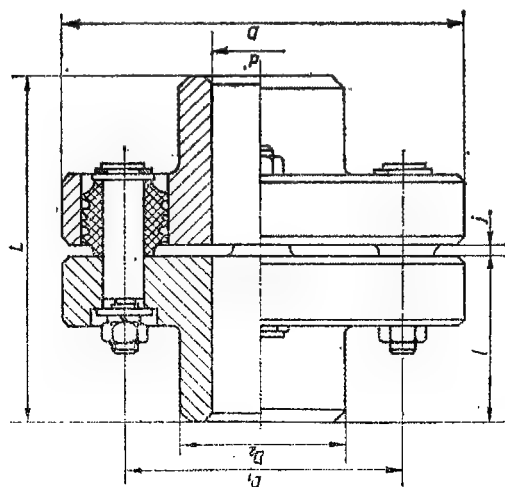
Tipodimensiunea cuplajului	25	40	55	80	120	150	200	250
Moment maxim $M_{t \max}$ , daN·m	7,50	30	80	250	850	1700	4000	7500
$d$	25	40	55	80	120	150	200	250
$D$	120	160	200	280	360	440	570	640
Di- men- siuni, în mm	83	113	143	203	283	353	473	543
$L_1$	25	25	30	45	45	60	60	65
Turația limită, rot/min.	4200	3500	2100	1650	1250	1000	850	800

Tabelul AI-3g

Dimensiunile principale ale cuplajului Cardexflex [15, 60]



Tipodimensiunea cuplajului			Elemente comune			Forma A				Forma B			
D	M <sub>t</sub> , daN·m	n <sub>max</sub> , rot/min	L, mm	L <sub>1</sub> , mm	L <sub>2</sub> , mm	d <sub>max</sub> , mm	D <sub>1</sub> , mm	L <sub>3</sub> , mm	L <sub>4</sub> , mm	d <sub>max</sub> , mm	D <sub>2</sub> , mm	L <sub>4</sub> , mm	
100	4,65	4200	75	45	30	25	45	8	98	28	50 <sup>1</sup>	120	
112	7,00	3800	85	50	33	28	50	8	108	32	60	133	
125	10,00	3500	95	55	36	32	60	8	118	35	65	146	
140	13,50	3200	105	60	40	35	65	8	128	40	70	160	
160	18,00	2900	116	70	46	40	70	10	150	45	80	186	
180	26,00	2600	130	75	50	45	80	10	160	50	90	200	
200	37,50	2300	140	85	54	50	90	10	180	55	100	224	
225	55,00	2100	155	95	60	55	100	10	200	65	115	250	
250	79,00	1950	170	105	66	65	115	10	220	75	135	276	
280	109,00	1800	184	115	72	75	135	10	240	90	150	302	

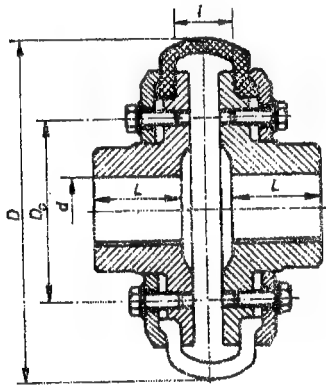
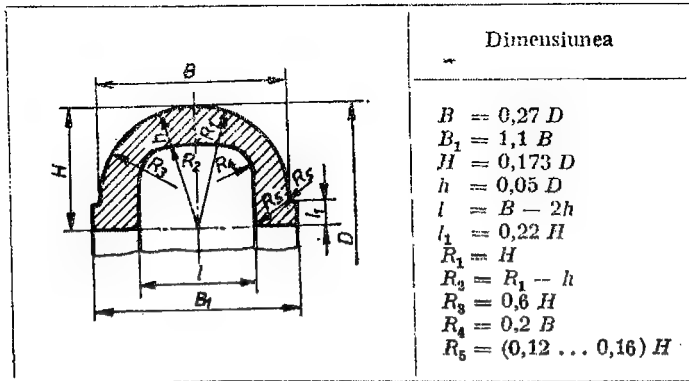


Tabelul A1-37

Dimensiunile principale ale cuplajelor elastice cu bolțuri  
(Extras din STAS 5982-79)

Mărimea cuplajului	Moment nominal daN·m	Turația maximă rot/min		$D$ , mm	$l_1$ , mm	$L$ , mm	$j$ , mm	No. bolțuri pe cuplaj	$D_1$ , mm	$D_2$ , mm
		Fontă	Oțel							
1	2	5600	6000	88	32	66	$2 \pm 1$	4	62	40
2	4,5	5000	6000	98	37	76	$2 \pm 1$	4	71	41
3	11,2	4500	6000	112	42	86	$2 \pm 1$	6	85	62
4	23,6	4000	6000	127	52	107	$3 \pm 1$	10	100	76
5	50	3600	5600	158	63	129	$3 \pm 1$	8	118	84
6	90	3000	5000	180	78	160	$4 \pm 1$	12	140	105
7	150	2650	4500	212	94	192	$4 \pm 1$	16	172	130
8	224	2250	4000	264	104	212	$4 \pm 2$	10	205	150
9	335	2000	3600	295	124	252	$4 \pm 2$	12	236	180
10	475	1800	3300	335	144	292	$4 \pm 2$	14	270	195
11	750	1650	3000	400	165	334	$4 \pm 2$	8	305	215
12	1120	1500	2800	440	185	375	$5 \pm 2$	10	340	245
13	1700	1250	2500	465	205	415	$5 \pm 2$	14	365	275
14	2500	1120	2250	540	228	462	$6 \pm 2$	10	420	305
15	3550	1000	2000	590	258	522	$6 \pm 2$	14	470	335
16	6000	850	1750	715	290	587	$7 \pm 2$	12	550	380
17	8000	750	1500	800	300	667	$7 \pm 2$	14	630	430
18	12500	630	1300	990	370	748	$8 \pm 2$	18	830	490
19	18000	560	1200	1100	412	832	$8 \pm 2$	12	900	520
20	28000	500	1050	1250	462	933	$8 \pm 3$	16	1050	610
21	40000	400	850	1480	515	1039	$9 \pm 3$	14	1240	685
22	60000	360	700	1730	565	1139	$9 \pm 3$	18	1490	760

Dimensiunile bandajului din cauciuc, la cuplajul Periflex [15, 49]



Tabelul AI-39

Dimensiunile principale ale cuplajului Periflex [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului			01—1	03—1	06—1	10—1	14—1	18—1	22—1	25—1	26—1
Moment $M_t$ , daN·m											
— sarcină de durată			0,5	1	3	7	15	30	60	120	240
— suprasarcină			1,3	3	8	20	45	90	175	350	700
Di- mensi- uni, în mm	$D$		86	104	136	178	210	263	310	370	402
	$D_0$		42	50	65	85	110	140	180	235	260
	$d$	de la	10	12	15	20	25	30	38	38	38
		pînă la	18	22	32	38	50	60	80	90	100
	$L$	min	20	28	35	47	59	67	75	85	95
		max	30	40	60	80	110	110	140	150	155
	$l$		18	18	22	38	38	44	42	46	50
Turația limită, rot/min			3000				2500	2000		1600	

Valorile coeficienților de frecare și ale presiunilor specifice admisibile, pentru cuplaje cu frecare intermitente și de siguranță [12, 13, 52]

Condițiile de funcționare și materialele suprafețelor active	$\mu$	$p_a$ , daN/cm <sup>2</sup>		
A. CUPLAJE INTERMITENTE				
Cu ungere				
Oțel călit pe oțel călit	0,06	6...8		
Fontă pe fontă sau oțel pe oțel călit	0,08	6...8		
Textolit pe oțel	0,12	4...6		
Aliaje metaloceramice pe oțel călit	0,12	8		
Materiale din pulberi metalice pe oțel călit	0,05...0,1	20		
Fără ungere				
Fontă pe fontă sau pe oțel călit	0,15	2...3		
Țesătură de azbest, presată, pe oțel sau fontă	0,3	2...3		
Aliaje metaloceramice pe oțel călit	0,3	3,0		
Materiale din pulberi metalice pe oțel călit	0,1...0,3	20		
Observație : Valorile $p_a$ mai mici, se folosesc pentru cuplaje multidisc cu număr mare de discuri ; valorile mai mari — pentru cuplaje multidisc cu număr mic de discuri sau pentru cuplaje conice și cilindrice.				
B. CUPLAJE DE SIGURANȚĂ	Cuplaje conice		Cuplaje cu discuri	
	$p_a$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\mu_0$	$p_a$ , daN/cm <sup>2</sup>	$\mu_0$
Cu ungere				
Oțel călit pe oțel călit	—	—	2—4	0,1
Fontă pe fontă sau pe oțel călit	10—12	0,15	2—4	0,15
Bronz pe fontă sau pe oțel	2—4	0,05	—	—
Aliaje sinterizate pe oțel	—	—	5	0,05—0,1
Fără ungere				
Fontă pe oțel călit	3—4	0,2	—	—
Țesătură de azbest presată, ferodou pe oțel sau pe fontă	1—2	0,3	1—2	0,3
Textolit pe oțel sau pe fontă	2—4	0,2	—	—
Aliaje sinterizate pe oțel	—	—	5—10	0,1—0,3



Principalele dimensiuni ale discurilor cuplajelor multidisc [15, 60]

Tipul discului	Dimensiunile, în mm											m × z*)
	D <sub>t</sub>	D <sub>e</sub>	D	D <sub>h</sub>	D <sub>1</sub>	d	d <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>h</sub>	b	
Fig. AI-18, a caneluri exterioare	55	—	81	—	72	—	—	—	1,5	—	—	—
	66	—	92	—	82	—	—	—	1,5	—	—	—
	81,5	—	114	—	103	—	—	—	1,5	—	—	—
	94	—	140	—	129,8	—	—	—	2	—	—	—
Fig. AI-18, a caneluri interioare	—	71,4	—	—	—	46,3	—	—	1,5	—	—	—
	—	81,5	—	—	—	57,3	—	—	1,5	—	—	—
	—	102,8	—	—	—	70,5	—	—	1,5	—	—	—
Fig. AI-18, b caneluri exterioare	112	—	156	154	—	—	—	—	2	—	—	2 × 77
	130	—	190,5	187,5	—	—	—	—	2	—	—	2,5 × 75
	170	—	244	240	—	—	—	—	3	—	—	3 × 80
	190	—	289	285	—	—	—	—	3	—	—	3 × 95
	235	—	340	336	—	—	—	—	4	—	—	3 × 112
	275	—	425	420	—	—	—	—	4	—	—	4 × 105
Fig. AI-18, b caneluri interioare	—	148,5	—	—	—	—	96	95,5	2	—	—	2 × 48
	—	180	—	—	—	—	110	109	2	—	—	2,5 × 44
	—	230	—	—	—	—	145	144	3	—	—	2,5 × 58
	—	275	—	—	—	—	162	160	3	—	—	3 × 54
	—	326	—	—	—	—	198	194	4	—	—	3 × 66
	—	400	—	—	—	—	240	235	4	—	—	4 × 60
	—	480	—	—	—	—	312	307	5	—	—	4 × 78
Fig. AI-18, c caneluri drept- unghiulare	55	72	81	—	—	—	—	—	1	0,275	1,55	—
	66	82	92	—	—	—	—	—	1	0,275	1,55	—
	81,5	103	114	—	—	—	—	—	1	0,275	1,55	—
	94	129,8	140	—	—	—	—	—	1,3	0,275	1,85	—
Fig. AI-18, c caneluri în evolventă	112	146	156	154	—	—	—	—	1,3	0,275	1,85	2 × 77
	130	178,5	190,5	187,5	—	—	—	—	1,3	0,275	1,85	2,5 × 75
	170	228	244	240	—	—	—	—	1,8	0,6	3	3 × 80
	190	272	289	285	—	—	—	—	2	0,75	3,5	3 × 95
	235	320	340	336	—	—	—	—	2,5	1	4,5	3 × 112
	275	395	425	420	—	—	—	—	3	1,25	5,5	4 × 105
	352	475	497	492	—	—	—	—	4,5	1,5	7,5	4 × 123
Fig. AI-18, d caneluri drept- unghiulare	48	71,4	—	—	—	46,3	—	—	1,5	1,5	4,5	—
	60	81,5	—	—	—	57,3	—	—	1,5	1,5	4,5	—
	72	102,8	—	—	—	70,5	—	—	1,5	1,5	4,5	—
	82,5	127,8	—	—	—	80,2	—	—	2	1,25	4,5	—
Fig. AI-18, d caneluri în evolventă	95,5	148,5	—	—	—	—	96	95,5	2	2,5	7	2 × 48
	109	180	—	—	—	—	110	109	2	1,5	5	2,5 × 44
	144	230	—	—	—	—	145	144	3	2,5	8	2,5 × 58
	160	275	—	—	—	—	170	160	3	2,25	7,5	3 × 54

\*) m, z, — modulul, respectiv numărul de caneluri ale discurilor

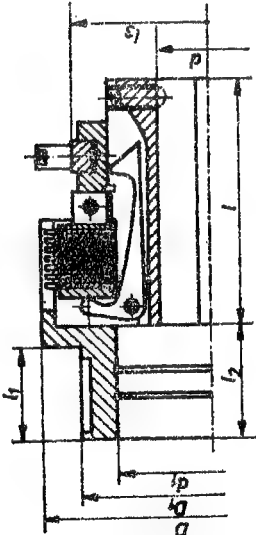

Tabelul AI-42

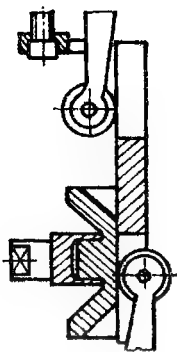
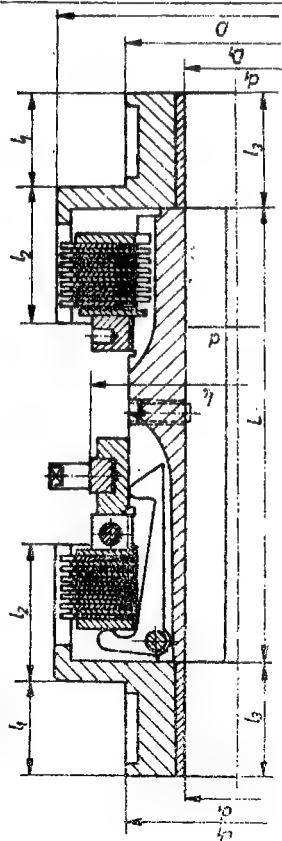
Solicitatea termică admisibilă a discurilor la cuplajele cu fricțiune [60]

Cuplul de materiale	Tipul de frecare	q <sub>a</sub> , KJ/cm <sup>2</sup> ·h
Oțel/oțel	Ungere în baie	1,25—1,7
	Ungere interioară	1,7—2,1
Oțel/bronz sinterizat	Cu ungere	4,2—8,3
	Fără ungere	2,5
Oțel/strat organic (ORTEX)	Fără ungere	Multidisc 0,8—1,25
Fontă/strat organic (ORTEX)		Monodisc 4,2—8,3

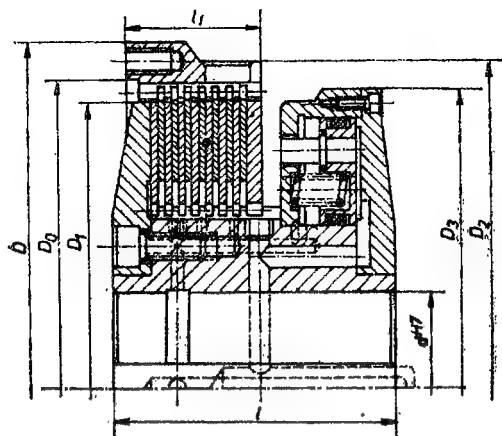


Dimensiunile principale ale cuplajelor intermittente cu fricțiune cu comandă mecanică (după firma Stroinag) [15, 60]

Tipul cuplajului																		
	Oțel/oțel	LB	LC	LD	LD	LD	LD	LD	LD	LE	LF	LG	LH	LJ	LK	LL	LM	
Tipodimensiunea cuplajului	Oțel/azbest	LB 10-60	LC 10-60	LD 10-60	LD 10-60	LD 10-60	LD 10-60	LD 10-60	LD 10-60	LE 60	LF 60	LG 60	LH 60	LJ 60	LK 60	LL 60	LM 60	
	Oțel/bronz sinterizat	LB 10-70	LC 10-70	LD 10-70	LD 10-70	LD 10-70	LD 10-70	LD 10-70	LD 10-70	LE 70	LF 70	LG 70	LH 70	LJ 70	LK 70	LL 70	LM 70	
Moment dinamic, daN·m		5	8	15	21	25	30	32	45	90	180	270	400	400	600	1000	2000	
		15	20	25	30	38	52	48	60	45	50	60	70	70	80	90	100	
Dinensiuni, în mm	d	min	22	32	38	48	52	48	60	65	75	95	105	105	130	160	180	
	D	max	82	92	114	125	142	142	172	210	270	320	370	370	460	540	640	
Dinensiuni, în mm	D <sub>1</sub>		55	75	80	80	110	110	120	140	155	190	210	210	260	320	360	
	d <sub>1</sub>		42	55	62	62	80	80	90	110	115	145	160	160	200	240	280	
	l		76	76	92	92	90	106	121	150	195	200	266	266	272	305	375	
	l <sub>1</sub>		25	30	40	40	40	40	55	65	75	90	100	100	140	180	230	
	l <sub>2</sub>		30	36	47	47	48	48	64	76	88	105	116	116	158	202	255	
	l <sub>3</sub>		78	88	105	105	115	115	156	152	185	225	225	225	265	310	350	
Turația maximă, rot/min		3000	3000	3000	2600	2200	2200	2200	2000	1500	1250	1000	900	900	700	600	500	
La ieșire, daN·m <sup>2</sup>		0,006	0,010	0,023	0,031	0,055	0,065	0,065	0,12	0,29	1,0	2,1	4,6	4,6	10,2	24,5	54,5	
La intrare, daN·m <sup>2</sup>		0,004	0,007	0,020	0,022	0,034	0,040	0,040	0,085	0,19	0,61	1,1	2,9	2,9	5,8	15	39	



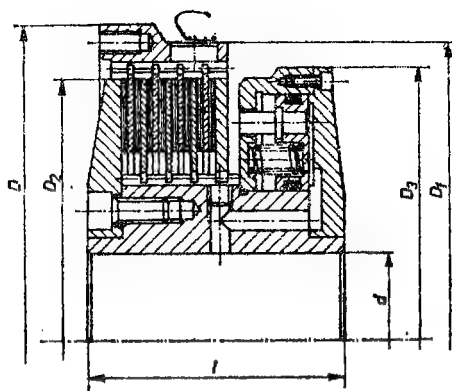
Tipul dimensiunii cuplajului		oțel/oțel		LDB	LDC	LDD	LDD	LDD	LDD	LDD	LDE	LDF	LDG	LDH	LDJ	LDK	LDL	LDM	
		oțel/azbest		LDB	LDC	LDD	LDD	LDD	LDD	LDD	LDE	LDF	LDG	LDH	LDJ	LDK	LDL	LDM	
		oțel/bronă sinterizată.		LDB	LDC	LDD	LDD	LDD	LDD	LDD	LDD	LDE	LDF	LDG	LDH	LDJ	LDK	LDL	LDM
				LDB	LDC	LDD	LDD	LDD	LDD	LDD	LDD	LDE	LDF	LDG	LDH	LDJ	LDK	LDL	LDM
Moment dinamic, daN·m		10-10	10-10	10-10	10-10	25-10	40-10	50-10	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	
		15	20	25	25	30	30	30	40	45	50	60	70	80	90	100	100	100	
		22	32	38	38	52	48	60	65	75	95	105	130	160	180	180	180	180	
		82	92	114	125	142	142	172	210	270	320	370	480	540	610	610	610	610	
		55	75	80	80	110	110	120	140	155	190	210	260	320	360	360	360	360	
		42	55	62	62	80	80	90	110	115	145	160	200	240	280	280	280	280	
		130	130	154	154	182	182	208	252	328	336	452	454	510	620	620	620	620	
		25	30	40	40	40	40	55	65	75	90	100	140	180	230	230	230	230	
		39	40	43	43	43	43	54	63	75	108	148	138	167	206	206	206	206	
		30	36	47	47	48	48	64	76	88	105	116	158	202	255	255	255	255	
		78	88	105	105	115	115	156	152	185	225	225	265	310	350	350	350	350	
Turația maximă, rot/min		3000	3000	3000	2600	2200	2200	2000	1500	1250	1000	900	700	600	500	500	500	500	
		2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	2 ×	
La țesire, daN·m²		0,006	0,010	0,023	0,031	0,055	0,065	0,12	0,28	2,1	2,1	4,6	10,2	24,5	54,5	54,5	54,5	54,5	
La intrare, daN·m²		0,007	0,012	0,038	0,045	0,064	0,075	0,16	0,36	1,1	2,1	5,6	11	28	73	73	73	73	



Tabelul AI-46

Dimensiunile principale ale cuplajelor  
cu fricțiune, cu acționare hidrolică  
(după firma Stromag) [15, 60]

Tipul cuplajului		Cu piston inelar							
Tipo- dimensiunea cuplajului		EK 70	FK 70	GK 70	HK 70	JK 70	KK 70	LK 70	NK 70
Momentul, daN·m		45	70	140	270	425	820	1400	2200
Presiunea de lucru, daN/cm <sup>2</sup>		7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5
Momentul, daN·m		95	150	300	580	900	1750	3000	4700
Presiunea de lucru, daN/cm <sup>2</sup>		15	15	15	15	15	15	15	15
Dimensiuni, în mm	$d_{max}$	55	60	85	95	110	150	170	200
	D	195	230	290	335	395	485	570	680
	D <sub>2</sub>	175	210	270	315	370	460	535	640
	D <sub>0</sub>	175	210	265	310	365	455	530	635
	D <sub>1</sub>	145	180	230	275	326	400	480	576
	D <sub>3</sub>	172	192	240	300	338	415	520	620
	l	85	95	120	130	165	190	230	245
	l <sub>1</sub>	38	42	56	62	82	92	120	110
Turația maximă, rot/min		3000	3000	3000	2500	2000	1500	1200	1000
GD <sup>2</sup>	La intrare, daN·m <sup>2</sup>	0,13	0,24	0,72	1,74	3,80	10	23	60
	La ieșire, daN·m <sup>2</sup>	0,11	0,18	0,7	1,6	3,25	8,4	13	26

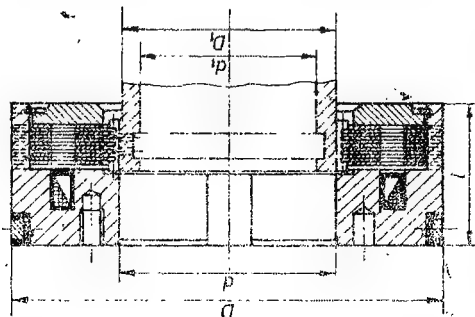


Tabelul AI-47

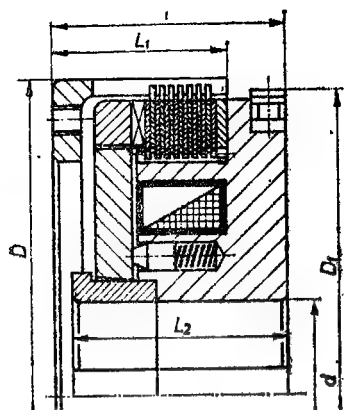
Dimensiunile principale ale cuplajelor cu  
friețiune, cu acționare pneumatică (după firma  
Stromag) [15, 60]

Tipo- dimensiunea cuplajului		EK 60	FK 60	GK 60	HK 60	JK 60	KK 60	LK 60	MK 60	NK 60
Momentul maxim, daN·m		45	85	160	290	480	880	1600	2700	4500
Presiunea de lucru, daN/cm <sup>2</sup>		5	5	5	5	5	5	5	5	5
Dimensiuni, în mm	$d_{max}$	55	60	85	95	110	150	170	200	240
	$D_1$	175	210	270	315	370	460	535	640	710
	$D$	195	230	290	335	395	485	570	680	775
	$D_2$	145	180	230	275	326	400	480	576	670
	$D_3$	172	192	240	300	338	415	520	620	710
	$l$	85	95	120	130	165	190	230	245	270
Turația maximă, rot/min		3600	3000	3000	2500	2000	1500	1200	1000	800
$GD^2$	La intrare, daN·m <sup>2</sup>	0,11	0,22	0,65	1,6	3,2	8,8	20	55	110
	La ieșire, daN·m <sup>2</sup>	0,1	0,16	0,62	1,55	3	7,4	18	22	47

Dimensiunile principale ale cuplajelor cu fricțiune, cu acționare electromagnetică [15, 60]



Tipul cuplajului		Discuri din oțel (după firma Stromag)										Discuri sinterizate (I. M. Cugir)					
Tipul dimensiunea cuplajului	Normul, dinamic daN·m	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD	EMD
		2	5	10	16	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
Normul, dinamic daN·m	d	3,5	8	16	32	48	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	6300
	d <sub>1</sub>	25	30	40	40	45	50	50	60	70	90	115	135	160	200	250	315
	d <sub>2</sub>	20	25	25	30	30	40	45	50	60	70	90	115	135	160	200	250
	d <sub>3</sub>	26	40	45	52	65	75	80	95	110	135	160	200	250	315	400	500
Dimensiuni, în mm	D	95	110	132	147	162	182	202	235	270	310	372	432	500	560	630	710
	D <sub>1</sub>	37,5	50	58	62	78	92	97	115	135	160	200	250	315	400	500	630
	L	36	42	46	50	56	62	70	78	90	96	115	140	165	205	235	285
	L <sub>1</sub>	3000	3000	3000	3000	2500	2200	2000	1750	1600	1350	1000	800	630	500	400	315
Turatia maximă, rot/min		3000	3000	3000	3000	2500	2200	2000	1750	1600	1350	1000	800	630	500	400	315
La intrare, daN·m²		0,0008	0,002	0,003	0,005	0,009	0,017	0,032	0,07	0,14	0,25	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00
La ieșire, daN·m²		0,007	0,015	0,03	0,05	0,08	0,14	0,28	0,57	1,13	2	4	8	16	32	63	126
GD²		0,007	0,015	0,03	0,05	0,08	0,14	0,28	0,57	1,13	2	4	8	16	32	63	126



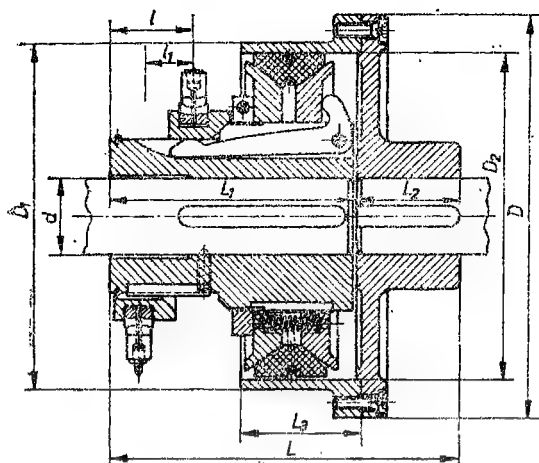
Dimensiunile principale ale cuplajelor cu fricțiune, cu

Tipul cuplajului			După firma							
Tip-dimensiunea cuplajului discuri: oțel/bronz			EDE 1s	EDE 2s	EDE 4s	EDE 6s	EDE 10s	EDE 16s	EDE 25s	EDE 40s
Moment, daN·m	dinamic		1,25	2,5	4	6,3	10	16	25	40
	static		2	4	6,3	10	16	25	40	63
Tip-dimensiunea cuplajului discuri: oțel/azbest			EDE 1T	EDE 2T	EDE 4T	EDE 6T	EDE 10T	EDE 16T	EDE 25T	EDE 40T
Moment, daN·m	dinamic		1,25	2,5	4	6,3	10	16	25	40
	static		1,4	2,75	4,4	7	11	17,5	28	44
Dimensiuni, în mm	d	min	15	15	20	20	25	30	30	40
		max	22	28	32	35	42	48	55	60
	D		100	110	120	132	147	162	182	202
	D <sub>1</sub>		100	110	120	132	145	160	180	200
	l		56	59	63	66	69	73	80	88
	L <sub>1</sub>		33	34	39	43	45	47	52	61
	L <sub>2</sub>		53	56	59	61	64	68	75	82
	Turația limită, rot/min		3000	3000	3000	3000	3000	2500	2200	2000
GD <sup>2</sup>	La intrare, daN·m <sup>2</sup>		0,007	0,012	0,018	0,029	0,047	0,078	0,15	0,27
	La ieșire, daN·m <sup>2</sup>		0,003	0,005	0,007	0,01	0,018	0,033	0,06	0,09



acționare electromagnetică [15, 60]

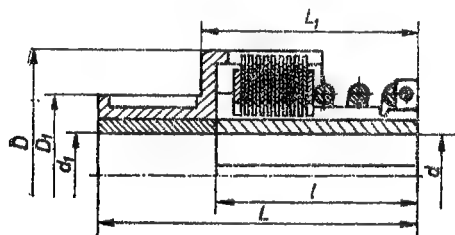
STROMAG					După I. M. Cugir						
EDE 63s	EDE 100s	EDE 160s	EDE 250s	EDE 400s	09	11	14	16	19	24	29
63	100	160	250	400	2	5	10	20	40	80	160
100	160	250	400	630							
EDE 63T	EDE 100T	EDE 160T	EDE 250T	EDE 400T							
63	100	160	250	400							
70	110	175	275	440							
45	50	50	50	70	10	12	15	20	25	30	40
70	80	90	110	120	29	38	48	59	69	89	108
235	270	310	360	420	96	115	140	166	195	240	295
230	255	295	340	395	95,5	114,5	140,5	166,5	195,5	240,5	295,5
98	116	131	148	166	46,5	55	63,5	71	79	91	108
70	75	90	102	123	—	—	—	—	—	—	—
92	108	123	138	154	31,5	37	42,5	48	52,5	60,5	72
1750	1600	1350	1200	1000	3000	2500	2050	1730	1450	1200	980
0,54	1,1	2,3	4,8	10	0,006	0,0145	0,0370	0,086	0,179	0,468	1,27
0,17	0,34	0,72	1,5	3,4	0,0026	0,0067	0,0185	0,037	0,088	0,238	0,62



Tabelul AI-50

Dimensiunile principale ale cuplajului  
Conax [15, 60]

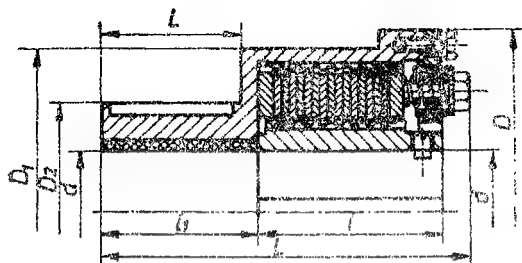
Tipodimensiunea	Moment $M_t$ , daN·m	Turația		$d$ , mm	$D$ , mm	$D_1$ , mm	$D_2$ , mm	$L$ , mm	$L_1$ , mm	$L_2$ , mm	$L_3$ , mm	$l$ , mm	$l_1$ , mm	$GD^2$ , total daN·m <sup>2</sup>
		$n_{max}$	$n_{Fmax}$											
		rot/min												
4/1	10	4000	1900	20	125	100	90	120	90	29	45	22	13	0,0212
5/2	20	3280	1300	25	152	125	115	135	101	33	54	26	16	0,0508
7/3	30	2550	1100	35	195	160	148	183	136	45	63	32	19	0,1641
11/5	50	2120	850	55	235	200	186	216	153	60	78	44	26	0,3985
13/8	80	1710	730	65	290	250	234	254	176	75	85	42	28	1,285
16/16	160	1360	615	80	365	315	295	309	216	90	105	45	31	3,545
20/25	250	1225	600	100	410	355	335	390	265	120	125	80	55	6,701
24/50	500	1080	390	120	460	400	376	470	315	150	162	90	61	15,051
28/100	1000	855	280	140	580	500	472	565	389	170	200	114	70	51,19
34/200	1432	700	220	170	710	630	594	688	470	210	275	100	65	149,65



Tabelul AI-51

Dimensiunile principale ale cuplajului de  
siguranță multidisc cu are central [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului și a discurilor		Oțel/oțel, oțel/azbest oțel/bronz sinterizat	SNA 10.10 SNA 10.60	SNB 10.10 SNB 10.60	SNC 10.10 SNC 10.60	SND 10.10 SND 10.60	SND 40.10 SND 40.60
			SNA 10.70	SNB 10.70	SNC 10.70	SND 10.70	SND 40.70
Momentul $M_{tc}$ , daN·m			3	7	9	20	40
Dimensiuni, în mm	$D$	65	85	95	120	145	
	$d_{min}$	12	15	20	25	25	
	$d_{max}$	18	30	40	50	55	
	$D_1$	40	50	65	80	90	
	$d_{1max}$	18	30	40	50	55	
	$l$	65	75	79	92,5	120	
	$L$	95	115	125	146,5	190	
	$L_1$	69	80	85	99,5	128	
$GD^2$ , daN·m <sup>2</sup>		0,003	0,009	0,015	0,044	0,11	



Tabelul AI-52

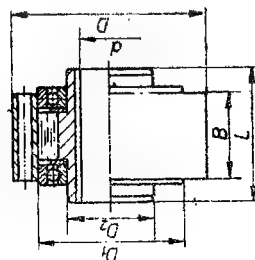
Dimensiunile principale ale cuplajului de siguranță multidis cu areuri periferice [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului		fontă/fontă	SNE 10	SNF 10	SNG 10	SNH 10	SNJ 10	SNK 10	SNL 10	SNM 10
		fontă/azbest	SNE 60	SNF 60	SNG 60	SNH 60	SNJ 60	SNK 60	SNL 60	SNM 60
		fontă/bronz sinterizat	SNE 70	SNF 70	SNG 70	SNH 70	SNJ 70	SNK 70	SNL 70	SNM 70
Moment $M_{tc}$ , daN · m			60	110	190	350	550	1100	1700	2700
Dimensiuni, in mm	$D$	200	235	290	350	400	490	575	680	
	$d_{min}$	40	45	50	60	70	80	90	100	
	$d_{max}$	70	80	105	120	145	170	220	260	
	$D_2$	130	140	180	220	260	300	380	440	
	$d_{1max}$	70	80	105	120	145	170	220	260	
	$D_1$	172	210	270	320	370	460	540	640	
	$l$	100	120	145	170	195	230	230	280	
	$L$	210	240	271	343	397	463	545	661	
	$L_1$	85	90	100	130	160	190	220	280	
$l_1$	94	101	113	145	176	208	292	355		
$GD^2$ , in daN · m <sup>2</sup>			0,42	0,95	2,9	6,85	14	38	84	190

Tabelul AI-53

Alegerea numărului de role la cuplajele unisens [26, 34, 45]

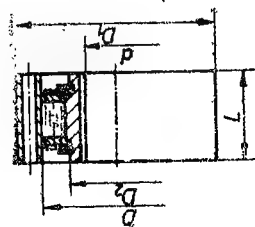
Domeniul de folosire	Numărul de role	$\frac{R_2}{r}$	$l/d$
Strunguri automate	3-6	6-9	1,5-3
Variatoare cu impulsuri	5-8	5-6	2-4
Mașini și aparate de ridicat	4	8	1,25-1,5
Transmisia autovehiculelor	8-20	9-15	1,5-3
Biciclete	5	4,5-6	2
Demarorul autovehiculelor	4-5	4,5-6	1,25-1,5
Mandrine, pinole, bușii extensibile, conuri portfreză	3	6-8	1,5



Tabelul AL-54

Dimensiunile principale ale cuplajelor unisens, cu role de blocare [15, 60]

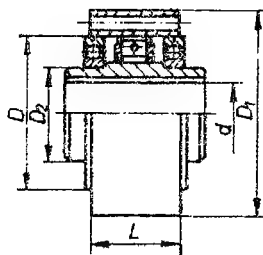
Tipul dimensiunii cuplajului	AL 12	AL 15	AL 20	AL 25	ALM 25	AL 30	ALM 30	AL 35	ALM 35	AL 40	AL 45	AL 50	AL 55	AL 60	AL 70	AL 80	AL 90	AL 100	AL 120	AL 150
Moment $M_t$ , daN·m	2,9	5	8,4	12,4	17	23	30	29	46	49	67	110	125	180	265	400	750	950	1390	2700
Dimensiuni, în mm	$d$	12	15	20	25	30	30	35	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	120	150
	$D$	62	68	75	90	100	100	110	110	125	130	150	160	170	190	210	230	270	310	400
	$L$	42	52	57	60	68	68	74	74	86	86	92	104	114	134	144	158	182	202	246
	$D_1$	42	47	55	63	75	75	80	80	90	95	110	115	125	140	160	180	210	240	310
	$D_2$	20	25	30	40	45	45	50	50	55	60	70	75	80	90	105	120	140	160	200
Turatia limită, rot/min.	$B$	20	30	34	37	44	44	48	48	56	56	63	67	78	95	100	115	120	140	180
	La butuc	2400	1800	1500	1300	1000	1150	1000	800	900	800	750	650	600	500	400	300	250	180	120
La inelul exte- rior																				
	La inelul exte- rior	4800	4300	3700	3100	2600	2000	2200	1700	1900	1700	1600	1500	1400	1300	1150	1000	900	700	450



Tabelul AI-55

Dimensiunile principale ale cuplajelor unisens cu corpuri de blocare [15, 60]

Tipodimensiunea cuplajului		BA 20	BA 25	BA 30	BA 35	BA 40	BA 45	BA 50	BA 55	BA 60	BA 70	BA 80	BA 90	BA 100	BA 120	BA 150
Moment $M_t$ , daN·m		4,5	8	13	20	27	40	61	76	110	164	260	400	530	800	1600
	$d$	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	120	150
	$D_1$	63	90	100	110	125	130	150	160	170	190	210	230	270	310	400
	$D$	50	68	75	80	90	95	110	115	125	140	160	180	210	240	310
	$D_2$	33	46	50	52	60	63	75	77	83	95	110	125	145	170	220
Dimensiuni, în mm	$L$	34	37	44	48	56	56	63	67	78	95	100	115	120	140	180
	Turația limită, rot/min	5700	4200	3800	3600	3200	3000	2600	2500	2300	2000	1800	1600	1350	1200	900



Dimensiunile principale ale cuplajelor unisens, centrifugale

Tipodimensiunea cuplajului		ELK 12	CLK 15	CLK 20	CLK 25	CLK 30	CLK 35	CL 40	CLM 40	CL 45	CLM 45
Moment $M_{tc}$ , daN · m		2	4	6	10	14	16	25	37	28	45
Dimensiuni, în mm	$d$	12	15	20	25	30	35	40	40	45	45
	$D_1$	62	68	75	90	100	110	125	125	130	130
	$L$	42	52	57	60	68	75	86	86	86	86
	$D$	42	47	55	68	75	80	90	90	95	95
	$D_2$	20	25	30	40	45	50	55	55	60	60
	$L$	20	30	34	37	44	48	56	56	56	56
Turația limită, rot/min.	Turația maximă la inelul interior $n_{i\ max}$	780	850	850	800	750	700	440	440	430	430
	Turația minimă la inelul exterior $n_{e\ min}$	1200	1300	1300	1200	1150	1100	670	670	660	660
	Turația maximă la inelul exterior $n_{e\ max}$	9500	8000	6000	5200	5000	4800	4500	4500	4200	4200

(după firma Stieber &amp; Nebelmeier) [15, 60]

CL 50	CLM 50	CL 55	CLM 55	CL 60	CLM 60	CL 70	CLM 70	CL 80	CLM 80	CL 90	CLM 90	CL 100	CLM 100
41	72	53	83	97	145	158	278	245	388	305	515	470	750
50	50	55	55	60	60	70	70	80	80	90	90	100	100
150	150	160	160	170	170	190	190	210	210	230	230	270	270
92	92	104	104	114	114	134	134	144	144	158	158	182	182
110	110	115	115	125	125	140	140	160	160	180	180	210	210
70	70	75	75	80	80	90	90	105	105	120	120	140	140
63	63	67	67	78	78	95	95	100	100	115	115	120	120
410	410	400	400	440	440	380	380	370	370	360	360	340	340
630	630	620	620	680	680	590	590	580	580	560	560	530	530
3600	3600	3300	3300	3100	3100	2800	2800	2300	2300	2000	2000	1800	1800

Caracteristicile unor materiale de curea [13, 23]

	Tipul curelei	Coeficientul de frecare $\mu$	Domeniile de folosire			
			$\left(\frac{k}{D}\right)_{max}$	$f_{max}, Hz$	$v_{max}, m/s$	$t_a, ^\circ C$
Piele	Standard	0,33 + 0,02 $v$ (partea cu păr) 0,22 + 0,012 $v$ (partea cu carne)	1/30	5	30	35
	Flexibilă		1/25	10	40	
	Foarte flexibilă		1/20	25	50	45...70
Textile țesute	Căuciucată sau cu balată, cu țesătură de bumbac	0,5	1/30	30	40	70
	Cu balată și țesătură de bumbac					
	Cu balată și șnur					
	Țesute sau cusute	0,35	1/25	40	50	
	Viscoză (împregnată)					
	Celofibră (îghelitată)	0,8				
Compușe (compound)	Bumbac țesut	0,3	1/20			
	Poliamidă	—	—	80	65	—
	Folte poliamidă	v. piele	$\frac{1}{80} \dots \frac{1}{100}$	50...100	80	70
	Șnur poliamidic				100	
	Șnur poliesteric				120	
Bandă de oțel pe roată căptușită cu plută		0,25	1/1000	—	45	—
Trapezoidale	Clasice (șnur)	0,35	$\frac{1}{7,5} \dots \frac{1}{12,5}$	30	30	70...80
	Înguste (șnur)				40	



Tabelul AI-58

Coeficientul  $c_0$  de construcție și dispunere a transmisiei [23]

Construcția și dispunerea transmisiei	$c_0$
Transmisii cu ramuri deschise. Linia centrelor înclinată în raport cu orizontala, $\gamma_0 < 60^\circ$	1
$\gamma_0 = 60 \dots 80^\circ$	0,9
$\gamma_0 = 80 \dots 90^\circ$	0,8
<i>Observație:</i> Pentru transmisile cu ramuri semicrucișate sau încrucișate, valorile din tabel se reduc cu 10 %, respectiv 20 %.	

Tabelul AI-59

Coeficientul  $c_t$  al modului de tensionare [23]

Modul de tensionare	$c_t$
A — variabil. Tensionare permanentă sau automată	1
Tensionare permanentă cu rolă de întindere	1,25
Tensionare pe seama elasticității curelei	0,8

Tabelul AI-60

Coeficientul  $c_\beta$  al unghiului de înfășurare [23]

Unghiul de înfășurare $\beta$ , grade	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
$c_\beta$	Curele trapezoidale, clasice și înguste	—	—	—	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,69	0,63	0,58
	Curele late, clasice	0,20	1,15	1,10	1,05	1,0	0,94	0,90	0,89	0,86	0,825	0,785	0,75	0,714	—	—
	Curele late, compound	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Observație: La transmisile prin curele cu arbori încrucișați $c_\beta = 1,0$																

Coeficientul de viteză  $c_v$  pentru curelele late din materiale clasice [23]

Viteza curelei, m/s	1	5	10	15	20	25	30
$c_v$	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Observație : Coeficientul $c_v$ se aplică numai la transmisiile tensionate pe seama elasticității curelei.							

Valorile coeficienților  $K_1$  și  $K_2$ , pentru  $\sigma_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$  [23]

Materialul curelei	Coeficientul experimental	
	$K_1$	$K_2$
Piele	0,81	8,35
Cauciuc cu inserție din bumbac	0,70	2,8
Bumbac țesut	0,59	4,2
Bumbac cusut	0,65	4,9
Țesătură din lână	0,50	4,0
<p>Observație : 1 — Dacă <math>\sigma_0 \neq 18 \text{ daN/cm}^2</math>, valorile din tabel se înmulțesc cu raportul <math>\frac{\sigma_0}{18}</math> ;</p> <p>2 — La funcționarea în medii umede sau cu suspensii de praf, valorile din tabel se reduc cu 10...30 %.</p>		

Coefficientul de funcționare  $c_f$  [23]

Felul încălzirii și tipul mașinii acționate		Tipul mașinii de acționare a transmisiei								
Felul încălzirii	Tipul mașinii	Numărul de ore de lucru a transmisiei, din 24 ore								
		pînă la 8	8...16	peste 16	pînă la 8	8...16	peste 16			
		$c_f$								
Moment de pornire pînă la 120 % din momentul nominal. Regim de lucru aproape constant	— Generatoare electrice ușoare — Pompe și compresoare centrifugale — Transportoare cu bandă — Strunguri, mașini de găurit și alezat — Ventilatoare — Separatoare — Site ușoare	1,0	1,1	1,4	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6
Moment de pornire pînă la 150 % din momentul nominal. Variații neluseminate ale regimului de lucru	— Generatoare electrice — Pompe cu piston și compresoare cu 3 și mai mulți cilindri — Ventilatoare	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7

Tabelul A1-63 (continuare)

	<ul style="list-style-type: none"> <li>-- Transportoare cu lanț, elevator</li> <li>-- Mașini de frezat, strunguri revolver, ferăstrăie disc pentru lemn, transmisii</li> <li>-- Mașini pentru industrie : alimentară, textilă și hirtie</li> <li>-- Site grele, cuploare rotative</li> </ul>	1,1	1,2	1,5	1,2	1,4	1,6	1,3	1,5	1,7
Moment de pornire până la 200 % din momentul nominal. Variații însemnate ale regimului de lucru	<ul style="list-style-type: none"> <li>-- Pompe cu piston, compresoare cu 1 sau 2 cilindri</li> <li>-- Ventilatoare grele, transportoare elicoidale și cu cupe</li> <li>-- Dezintegratoare</li> <li>-- Mașini de rabotat, mortezat și polizat</li> <li>-- Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ greu</li> <li>-- Mașini de țesut și egrenat bumbac</li> </ul>	1,2	1,3	1,6	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,9
Moment de pornire până la 300 % din momentul nominal. Regim de lucru alternativ și șocuri	<ul style="list-style-type: none"> <li>-- Mașini de ridicat, excavat și dragat</li> <li>-- Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ ușor</li> <li>-- Foaieci mecanice, ciocane pneumatice</li> <li>-- Mori cu bile, cu pietre, cu valțuri</li> <li>-- Concasoare, malaxoare</li> </ul>	1,3	1,5	1,7	1,4	1,6	1,8	1,5	1,7	2,0

Tabelul AI-64

Coeficientul de regim  $K_r$  [23]

Tipul utilajului antrenat	Clasa I	Clasa II	Clasa III
Compreseoare, pompe	2,0	2,2	2,4
Benzi transportoare pentru materiale ușoare	1,3	1,5	1,7
Benzi transportoare pentru minereu, cărbune, nisip	1,6	1,7	1,8
Elevatoare	1,7	1,8	1,9
Transportor elicoidal	1,7	1,9	2,0
Ventilatoare	1,6	1,8	2,0
Exhaustoare, aerisitoare de mină	1,8	2,0	2,2
Generatoare	1,6	1,8	2,0
Mașini-unelte	1,4	1,6	1,9
Strunguri și mașini de filetat	1,5	1,7	1,9
Laminoare, mașini de rabotat	1,5	1,7	1,9
Pompe centrifuge, pompe rotative	1,5	1,7	1,9
Pompe cu piston	2,0	2,2	2,4
Mașini textile, războaie de țesut	1,6	1,8	2,0

Tabelul AI-65

## Clasa motorului de antrenare [23]

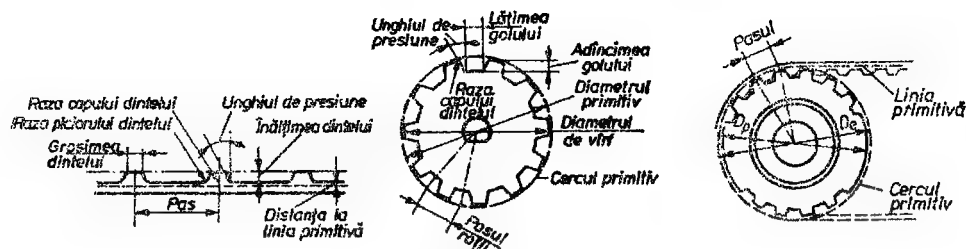
Clasa motorului de antrenare	Clasa I	Clasa II	Clasa III
Virfuri de solicitare întâmplătoare, în % din puterea nominală	0...149	150...249	250...400
Motoare electrice monofazate, mașini hidraulice	—	—	Toate
Motoare electrice trifazate cu:			
3000 rot/min	40 CP	1,5...30 CP	1...3 CP
2000 rot/min	100 CP	5...75 CP	
1000 rot/min	15 CP	0,75...10 CP	
750 rot/min	5 CP	0,5...3 CP	
Motoare electrice trifazate cu inele cu:			
2000 rot/min	—	20 CP	2...15 CP
1000 rot/min	—	15 CP	2...10 CP
750 rot/min	—	7,5 CP	1...5 CP
Motoare electrice sincrone cu moment	—	normal	mare
Motoare electrice de curent continuu	Derivație	Compound	serie
Motoare cu combinație internă	8 cilindri	6 cilindri	4 cilindri

Tabelul AI-66

## Factori suplimentari la transmisii amplificatoare [23]

Raportul de amplificare (1/i)	Factorul suplimentar
1...1,24	—
1,25...1,74	0,1
1,75...2,49	0,2
2,50...3,49	0,3
≥ 3,50	0,4

Profilul golului roții de curea [23]



Pasul curelei		Lățimea golului $b$ , mm	Adâncimea golului $h$ , mm	Unghiul de presiune, grade	Raza capului $r_1$ , mm	Raza piciorului $r_2$ , mm
țoli	mm					
1/5	5,080	$1,32 \pm 0,05$	$1,65 - 0,08$	$50 \pm 3$	$\leq 0,40$	$0,64 \pm 0,05$
3/8	9,525	$3,05 \pm 0,10$	$2,67 - 0,10$	$40 \pm 3$	$\leq 1,20$	$1,17 \pm 0,13$
1/2	12,700	$4,19 \pm 0,13$	$3,05 - 0,13$	$40 \pm 3$	$\leq 1,58$	$1,60 \pm 0,13$
7/8	22,225	$7,90 \pm 0,15$	$7,14 - 0,13$	$40 \pm 3$	$\leq 1,98$	$2,38 \pm 0,13$
1 1/4	31,750	$12,17 \pm 0,18$	$10,31 - 0,13$	$40 \pm 3$	$\leq 2,38$	$3,18 \pm 0,13$

Tabelul AI-68

Valorile minime ale diametrelor roților și ale numerelor de dinți [23]

Pasul	Turația *), în rot/min	Diametrul primitiv în mm	Numărul de dinți
1/5" (5,08 mm)	3500	19,406	12
	1750	17,780	11
	1160	16,180	10
3/8" (9,525 mm)	3500	48,514	16
	1750	42,443	14
	1160	36,373	12
1/2" (12,70 mm)	3500	80,851	20
	1750	72,771	18
	1160	64,668	16
7/8" (22,225 mm)	1750	183,921	26
	1160	169,799	24
	870	155,626	22
1 1/4" (31,75 mm)	1750	262,763	26
	1160	242,545	24
	870	222,326	22

\*) Turațiile vor putea fi înlocuite, cu aproximație, cu cele standardizate : 3000 ; 1500 ; 1000 ; 750 rot/min.

Puterea pe unitatea de lăţime pentru profilul 13'', în CP'/in [23]

$z_L$	10	11	12	14	15	16	18	20	21	22	24	28	30
$D \cdot P_1 \text{ mm}$	16,18	17,89	19,466	22,631	24,257	25,822	29,109	32,334	33,959	35,565	38,811	45,288	48,514
$n_1 \text{ rev/min}$													
100	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,06
500	0,10	0,11	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20	0,21	0,22	0,24	0,29	0,30
1000	0,20	0,22	0,24	0,29	0,31	0,33	0,37	0,41	0,43	0,45	0,49	0,57	0,62
1500	0,30	0,34	0,36	0,43	0,46	0,49	0,55	0,61	0,64	0,67	0,74	0,86	0,92
2000	0,41	0,45	0,49	0,57	0,62	0,65	0,74	0,82	0,86	0,90	0,98	1,15	1,23
2500	0,49	0,54	0,59	0,68	0,74	0,79	0,88	0,98	1,03	1,07	1,18	1,37	1,46
3000	0,61	0,67	0,74	0,86	0,92	0,98	1,10	1,23	1,28	1,34	1,46	1,71	1,82
3500	—	—	0,86	1,00	1,07	1,15	1,28	1,42	1,49	1,57	1,71	1,98	2,11
4000	0,82	0,90	0,98	1,15	1,23	1,30	1,46	1,63	1,71	1,78	1,94	2,24	2,39
5000	1,02	1,12	1,23	1,42	1,52	1,63	1,82	2,01	2,11	2,20	2,39	2,75	2,92
8000	—	—	—	—	—	—	2,92	3,10	3,23	3,34	3,59	4,02	4,21
10000	—	—	—	—	—	—	3,41	3,71	3,84	3,97	4,21	4,59	4,72

Puterea pe unități de lășine pentru profilul 3/8'', în CP/in [23]  
(1 inch = 25,4 mm)

$n_1$	10	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	26	30
$D_p$ , mm	30,327	36,372	39,420	42,443	45,466	48,514	51,536	54,584	57,607	60,629	63,677	66,700	72,771	78,841	84,888
$n_1$ rot/min															
100	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
500	0,26	0,31	0,34	0,37	0,39	0,42	0,44	0,47	0,50	0,52	0,55	0,57	0,63	0,68	0,73
1000	0,52	0,62	0,68	0,73	0,78	0,83	0,89	0,94	0,99	1,04	1,14	1,24	1,34	1,45	1,55
1500	0,78	0,94	1,02	1,09	1,16	1,24	1,32	1,40	1,47	1,55	1,62	1,70	1,85	2,00	2,15
2000	—	1,24	1,35	1,45	1,55	1,65	1,75	1,85	1,95	2,05	2,15	2,25	2,44	2,63	2,82
2500	—	1,55	1,68	1,80	1,92	2,05	2,17	2,30	2,42	2,54	2,66	2,78	3,01	3,24	3,47
3000	—	1,85	2,00	2,15	2,20	2,44	2,58	2,73	2,87	3,01	3,15	3,29	3,55	3,81	4,06
3500	—	—	2,32	2,49	2,65	2,83	2,99	3,15	3,31	3,46	3,62	3,77	4,06	4,35	4,61
4000	—	—	—	2,83	3,00	3,20	3,37	3,65	3,73	3,89	4,06	4,23	4,54	4,83	5,10
5000	—	—	—	—	3,67	3,91	4,10	4,31	4,50	4,68	4,86	5,04	5,35	5,63	5,86
6000	—	—	—	—	4,29	4,55	4,75	4,97	5,15	5,34	5,52	5,68	5,93	6,15	6,28



Puterea pe unitatea de lăţime pentru profilul 1/2'', în CP/in [23]

$z_1$	14	16	17	18	19	20	21	22	24	26	28	30	32	36	40	44
$D_{p1}$ mm	56,59	64,67	68,73	72,77	76,81	80,85	84,89	88,93	97,03	105,11	113,18	121,29	129,38	145,54	161,67	177,88
$n_1$ rot/min																
100	0,25	0,28	0,30	0,32	0,34	0,35	0,37	0,39	0,42	0,46	0,50	0,53	0,57	0,64	0,71	0,78
500	1,24	1,41	1,50	1,59	1,68	1,77	1,86	1,94	2,12	2,30	2,47	2,65	2,82	3,17	3,52	3,87
1000	2,47	2,82	3,00	3,17	3,35	3,52	3,70	3,87	4,22	4,57	4,91	5,26	5,60	6,29	6,96	7,63
1500	—	4,22	4,48	4,74	5,00	5,26	5,51	5,77	6,28	6,79	7,30	7,80	8,30	9,28	10,24	11,18
2000	—	5,60	5,95	6,28	6,62	6,96	7,30	7,63	8,29	8,95	9,60	10,24	10,87	12,10	13,27	14,40
2500	—	—	—	7,80	8,21	8,62	9,03	9,44	10,23	11,02	11,80	12,54	13,27	14,68	15,98	17,18
3000	—	—	—	9,28	9,75	10,23	10,70	11,18	12,08	12,98	13,85	14,67	15,46	16,96	18,27	19,42
3500	—	—	—	10,71	11,24	11,77	12,31	12,84	13,82	14,80	15,74	16,59	17,40	18,89	20,08	21,01
4000	—	—	—	—	—	13,24	13,82	14,40	15,44	16,46	17,43	18,27	19,04	20,40	21,31	21,83
5000	—	—	—	—	—	15,93	16,56	17,19	18,23	19,23	20,12	20,77	21,25	21,95	21,73	21,77
6000	—	—	—	—	—	18,19	18,82	19,45	20,27	21,10	21,70	21,88	21,85	21,12	—	—

Tabelul AI-72

Puterea pe unitatea de lăţime pentru profilul 7/8'', în CP/in [23]

$z_1$	18	20	22	24	26	28	30	32	40
$D_{p1}$ [mm]	127,330	141,478	155,625	169,799	183,921	198,084	212,242	226,390	252,981
$n_1$ [rot/min]									
100	0,76	0,84	0,93	1,01	1,11	1,18	1,26	1,34	1,68
500	3,78	4,20	4,61	5,02	5,44	5,85	6,26	6,71	8,26
1000	7,47	8,26	9,05	9,82	10,59	11,35	12,08	12,80	15,51
1500	—	12,08	13,15	14,19	15,18	16,14	17,03	17,89	20,71
2000	—	—	16,74	17,89	18,94	19,87	20,71	21,42	22,84
2500	—	—	—	20,71	21,57	22,22	22,64	22,84	22,89
3000	—	—	—	22,42	22,80	22,81	22,44	21,65	—
3500	—	—	—	22,81	22,34	21,29	19,64	—	—
4000	—	—	—	21,64	19,92	—	—	—	—

Tabelul AI-73

Puterea pe unitatea de lăţime pentru profilul 1/4'', în CP/in [23]

$z_1$	18	20	22	24	26	30	34	40
$D_{p1}$ [mm]	181,915	202,133	222,326	242,545	262,763	303,200	343,611	404,241
$n_1$ [rot/min]								
100	1,33	1,48	1,63	1,77	1,92	2,21	2,51	2,95
500	6,63	7,31	8,02	8,73	9,43	10,81	12,17	14,13
1000	12,83	14,14	15,40	16,62	17,80	20,01	21,98	24,44
1500	—	19,99	21,50	22,86	24,07	25,95	27,06	27,05
2000	—	24,44	25,70	26,62	27,18	27,06	25,11	—
2500	—	29,95	27,33	27,06	26,07	—	—	—
3000	—	27,07	25,79	23,36	—	—	—	—



Tabelul AI-77

Dimensiunile principale ale variatoarelor  
toroidale în mm [10]

Gama de reglare a turației G	Raza minimă de contact $r_{min}$	Raza de curbură a talerelor $R_0 =$ $\omega (0,85 \dots$ $\dots 0,97) r_{max}$	Raza rolei intermediare $R_f$
4	50	84	64
5	45	87	65
6,25	40	91	66,5
8	35	94	67,5
10	31	97	68,5

Tabelul AI-78

Numărul minim de dinți la angrenajul conic  
cu dinți drepi [41]

Unghiul de angrenare	Numărul de dinți al pini- onului $z_1$	Numărul minim de dinți ai roții, pentru $z_1$ din coloana precedentă	$i_{12}$ min
$\alpha_0 = 20^\circ$	13	30	2,31
	14	20	1,43
	15	17	1,13
	16	16	1,00

Tabelul AI-79

Deplasarea profilului  $\xi_1$  în funcție de  $i$   
pentru  $\delta_A = 90^\circ$ ;  $\beta_{dm} = 35^\circ$ ;  $\alpha_{on} = 20^\circ$  [41]

Raportul de transmitere $i$		$\xi_1$
de la	la	
1,00	1,11	0,00...0,07
1,12	1,21	0,08...0,12
1,22	1,41	0,13...0,19
1,42	1,75	0,20...0,26
1,76	2,00	0,27...0,29
2,01	2,23	0,30...0,31
2,24	2,38	0,32
2,39	2,58	0,33
2,59	2,82	0,34
2,83	3,17	0,35
3,18	3,67	0,36
3,68	4,56	0,37
4,57	$\infty$	0,38

Observație : Pentru  $\delta_A \neq 90^\circ$  se determină

$$i_{90^\circ} = \sqrt{\frac{z_2 \cos \delta_{a1}}{z_1 \cos \delta_{a2}}},$$

în funcție de care se alege  $\xi_1$

Tabelul AI-80

Deplasările specifice tangențiale recomandate în funcție de  $i$  și numărul de dinți ai  
pinionului  $z_1$  pentru  $\delta_A = 90^\circ$ ;  $\beta_{dm} = 35^\circ$ ;  $\alpha_{on} = 20^\circ$  [41]

Raportul de transmitere $i$	Numărul de dinți ai pinionului $z_1$					
	12...13	14...15	16...18	19...22	23...27	28...34
1,00...1,02				+0,052	+0,035	+0,028
1,03...1,07				+0,043	+0,029	+0,025
1,08...1,14				+0,035	+0,030	+0,020
1,15...1,26				+0,018	+0,018	+0,015
1,27...1,84				+0,002	+0,018	+0,035
1,85...2,26				+0,044	+0,062	+0,083
2,27...2,64				+0,082	+0,098	+0,118
2,65...3,10				+0,114	+0,130	+0,148
3,11...4,00				+0,156	+0,170	+0,186
4,01...5,00				+0,195	+0,208	+0,224
5,01...7,00				+0,230	+0,240	
7,01...10,00						
	-0,002	-0,010				
	+0,030	+0,020				
	+0,074	+0,086				
	+0,126	+0,140				
	+0,170	+0,182				
	+0,206	+0,218				
	+0,242	+0,235				

Tabelul AI-81

Coefficienții  $f_{of}$  și  $w_{of}$  pentru dantura în arc de cerc [41]

Numărul de dinți al pinionului $z_1$	$\beta_{dm}$ , grad.	Coefficienții		Raportul de transmitere $i$
		$f_{of}$	$w_{of}$	
10	0...15	1,00	0,2	1...10
	15...30	0,92		
8	>30	0,82	0,16	4...10
7	38...40	0,78		
6	40...42	0,75		
5	42...45	0,70		

Observație: 1. Pentru a se obține dinți cu înălțime normală se recomandă  $f_{of} \approx \cos \beta_{dmax}$ ;  $\beta_{dmax}$  — tabelul 74

2. Firma Gleason recomandă  $\beta_{dm} = 35^\circ$  și  $\alpha_{on} = 20^\circ$ ; pentru module mai mari de 1,25;  $f_{of} = 0,85$  și  $w_{of} = 0,188$ , iar pentru module mai mici de 1,25:  $f_{of} = 0,85$  și  $w_{of} = 0,25$ .

Tabelul AI-82

Numărul de dinți recomandat pentru  $\beta_{dm} = 35^\circ$  [41]

Unghiul de angrenare, $\alpha_{on}$ , grad.	Numărul de dinți al pinionului $z_1$	Numărul de dinți al roții $z_2$
20°	12	26
	13	22
	14	20
	15	19
	16	18
16°	17	17
	16	59
	17	45
	18	36
	19	31
	20	29
	21	27
	22	26
14°30'	23	25
	24	24
	19	70
	20	50
	21	42
	22	40
	23	36
	24	33
	25	32
	26	30
	27	29
	28	28

Observație: Pentru  $z_1$  se pot alege și valori mai mici în care caz se impune scurtarea capului dintelui (v. tabelul AI-81) și o deplasare pozitivă a profilului dintelui pinionului pentru evitarea interferenței.

Tabelul AI-83

Diametrele capetelor porteuiți  $d_c$  [41]

$\beta_{dm}$ , grad.	Diametrul normalizat al capetelor porteuiți $d_c$		$L$ , mm	$m_f$ (max), mm	$h_{max}$ , mm	$B_{max}$ , mm
	foli	mm				
0...15	3 $\frac{1}{2}$	88,9	20...40	3,5	3,7	20
>15			35...65			
0...15	6	152,4	30...70	4,5	10	30
>15			60...100	5		
0...15	9	228,6	60...120	6,5	15	50
15...25			90...160	7,5		
>25	12	304,8	90...160	8	20	65
0...15			90...180	9		
15...25	18	457,2	140...210	10	28	100
>25			140...210	11		
0...15	18	457,2	160...240	12	28	100
15...25			190...320	14		
>25	18	457,2	190...320	14	28	100
30...40			320...420	15		

**Tabelul AI-84**  
Valoarea recalculată a unghiului  $\beta_{dm}$  [41]

$\beta_{dm}$ recalculat ( $\beta_{dm}^*$ )
$\sin \beta_{dm}^* = \frac{20 N}{\gamma_{id1} + \gamma_{id2}}$
în care :
$N = \frac{\gamma_{id1} + \gamma_{id2}}{20} \sin \beta_{dm}; N \text{ se alege}$
convenabil din seria $N = 3,5 + n;$
$n = 0, 1, 2, 3, \dots 17.$
$\gamma_{id1(2)}$ se exprimă în minute.

**Tabelul AI-85**  
Coeficientul de lăţime  $\psi_A$  [41]

Tipul transmisiei	$\psi_A = \frac{B}{A}$
Transmisie deschisă	0,1...0,3
Reductoare :	
a) rapide, $v = 8 \dots$ ... 25 m/s	0,3
b) obişnuite, $v = 2 \dots$ ... 10 m/s	0,6
c) lente, $v = 1 \dots$ ... 3 m/s	1,0
Cutii de viteze cu roţi baladoare	0,12...0,15

**Tabelul AI-86**  
Valori medii ale coeficientului  $k_r'$  de concentrare a sarcinii pentru angrenajele care nu se rodescă [21, 41]

$\psi_D = \frac{B}{D_d}$ $(\psi_D = \psi_A \frac{i+1}{2})$	Roata este amplasată simetric între reazeme	Roata este amplasată în apropierea unui reazem. Arborele este foarte rigid	Roata este amplasată în apropierea unui reazem. Arborele este mai puţin rigid	Roţi în consolă
	Valorile medii ale lui $k_r'$			
0,2	1	1	1,05	1,1
0,4	1	1,05	1,15	1,15
0,8	1,05	1,15	1,3	1,3
1,2	1,15	1,25	1,4	
1,6	1,25	1,35		
2,0	1,45			

Pentru roţile care se rodescă ( $H_B < 350$ ), coeficientul  $k_r$  se poate deduce conform relaţiei :

$$k_r = \frac{k_r' + 1}{2}$$

**Coeficientul dinamic  $k_d$  [21]**

**Tabelul AI-87**

Clasa de precizie	Ducitatea superficială a dinţilor, HB	Viteza periferică, m/s					
		$\leq 1$	$\leq 3$	$\leq 8$	$\leq 12$	$\leq 18$	$\leq 25$
7	$\leq 350$	dinţi drepti	—	1,25	1,45	1,55	—
		dinţi înclinaţi	—	1,00	1,00	1,20	1,50
	$> 350$	dinţi drepti	—	1,20	1,30	1,40	—
		dinţi înclinaţi	—	1,00	1,00	1,10	1,20
8	$\leq 350$	dinţi drepti	1,00	1,35	1,55	—	—
		dinţi înclinaţi	—	1,10	1,30	1,40	—
	$> 350$	dinţi drepti	1,00	1,30	1,40	—	—
		dinţi înclinaţi	—	1,10	1,20	1,30	—
9	$\leq 350$	dinţi drepti	1,10	1,45	—	—	—
		dinţi înclinaţi	—	1,20	1,40	—	—
	$> 350$	dinţi drepti	1,10	1,40	—	—	—
		dinţi înclinaţi	—	1,20	1,30	—	—

Tabelul AI-88

Coeficientul efectiv de concentrare  $k_\sigma$  [2, 41]

Materialul și tratamentul termic al roții dințate	$k_\sigma$
Oțel, roți normalizate, îmbunătățite sau călite (în adâncime sau superficial)	1,5...1,8
Oțel, dinți cementați, nitrurați sau cianurați, împreună cu racordarea	1,2
Oțel, roți cementate cu racordarea rectilică	1
Fontă	1,2

Tabelul AI-89

Coeficientul de siguranță la calculul la încovoiere a dintelui roții dințate  $c_t$  [21, 41]

Materialul roții dințate	Tehnologia prefabricatului	Tratament termic	Coeficientul de siguranță $c_t$
Oțel, fontă	Turnare	netratat	2,5
		recoacere, normalizare sau îmbunătățire	2
Oțel	Turnare	cementare	2,1
	Forjare	călire (HB > 350) călire superficială	2,5
		normalizare sau îmbunătățire	2

Tabelul AI-90

## Valorile orientative ale randamentului unei trepte [21, 41]

Felul angrenajului	Angrenaje închise, unse cu lubrifiant lichid	Angrenaje deschise, unse cu unsoare consistentă
Cilindric	0,975...0,99	0,95...0,97
Conic	0,96...0,98	0,94...0,95
Melcat (melci arhimedici)	pentru $z_1 = 1$ $\eta = 0,70...0,75$ ; pentru $z_1 = 2$ $\eta = 0,75...0,82$ ; pentru $z_1 = 3$ $\eta = 0,80...0,95$ , Se poate calcula și cu relația $\eta = \frac{\text{tg } \beta_0}{\text{tg}(\beta_0 + \varphi')}$	

Tabelul AI-91

Valorile recomandate pentru numărul de începuturi,  $z_1$  [21, 41]

Raport de transmitere $i$	6,5...10	10...15	15...30	Peste 30
Numărul de începuturi $z_1$	4	3	2	1

Tabelul AI-92

Valorile coeficientului diametral  $q$  [41]

$m_a$	1,25...1,5	1,75...2,5	2,75...4	4,5...6	7...10	11...16	18...25
$q$	12 14 16	10 12 14	10 11 13	9 10 12	9 10 11	8 9 10	7 8 9

Observații :

- Coeficienții diametrali notați cu caractere albine sînt de preferat.
- Coeficienții mai mici duc la îmbunătățirea randamentului angrenajului melcat, cei mai mari duc la melci cu rigiditate sporită.
- Pentru module mai mari decît 25 mm, valoarea coeficientului diametral  $q$  nu se standardizează ci se stabilește în funcție de necesitate.

Tabelul AI-93

Coeficientul de deformare al melcului,  $\theta$  [21, 41]

$z_1$	Valoarea lui $q$							
	6	7	8	9	10	11	12	13
	Coeficientul de deformare $\theta$							
1	40	55	72	89	108	127	147	168
2	32	44	57	71	86	102	117	134
3	29	39	51	61	76	89	103	118
4	27	36	47	58	70	82	94	108



Tabelul AI-94

Alegerea clasei de precizie pentru angrenajul melcat  
[21, 41]

Clasa de precizie	Caracteristica angrenajului	
	Precizia angrenajului	Viteza periferică, în m/s
6	Angrenaj cu precizie mărită	$>6$
7	Angrenaj cu precizie normală	$<6$
8	Angrenaj cu precizie scăzută	$<2$
9	Angrenaj cu precizie foarte scăzută	

Tabelul AI-95

Valorile coeficientului  $k_{am}$  [21, 41]

Clasa de precizie	$k_{am}$
6	1,00
7	1,15
8	1,30
9	1,60

Tabelul AI-96

Valorile coeficientului de formă  $c_{fm2}$  pentru angrenajele melcate cu  $\alpha = 20^\circ$  [41]

$z_2$	$c_{fm2}$	$z_2$	$c_{fm2}$	$z_2$	$c_{fm2}$	$z_2$	$c_{fm2}$
28	0,107	38	0,118	50	0,129	73...75	0,139
29	0,108	39	0,120	51...52	0,130	76...80	0,140
30	0,109	40	0,121	53...54	0,131	81...84	0,141
31	0,110	41	0,122	55...57	0,132	85...90	0,142
32	0,111	42	0,123	58...60	0,133	91...97	0,143
33	0,112	43	0,124	61	0,134	98...104	0,144
34	0,113	44	0,125	62...64	0,135	105...113	0,145
35	0,114	45—46	0,126	65...66	0,136	114...124	0,146
36	0,115	47	0,127	67...69	0,137	125...141	0,147
37	0,116	48—49	0,128	70...72	0,138	142...175	0,148

Tabelul AI-97

Numărul recomandabil de dinți pentru roata mică de lanț [40]

Tipul lanțului	Raportul de transmitere $i$					
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	$> 6$
	Numărul de dinți $Z_1$					
Cu bușe sau cu role	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
Dințat	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17



**ANEXA II**  
**MATERIALE ȘI REZISTENȚE**  
**ADMISIBILE**

Caracteristicile principalelor materiale folosite în construcția de mașini [28, 29, 35, 54]

Materialul	STAS	Simbol	Starca	Caracteristici mecanice			
				$\sigma_{0.2}$ , daN/mm <sup>2</sup>	$\sigma_r$ , daN/mm <sup>2</sup>	HB	$\sigma_{-1}$ , daN/mm <sup>2</sup>
Oțeluri de uz general pentru construcții	500-68	OL 37	N	20,6...25,5	36,3...44,1		18,5
		OL 42	N	22,5...25,5	41,2...49		20
		OL 50		26,5...28,4	49...60		24
		OL 60		29,4...31,4	60,8...70,6		28
		OL 70		34,3...35,3	min 68,6		33
Oțel carbon de calitate	880-66	OLC 10	N	21	35	110-130	16...22
			C	25	42	140-160	
		OLC 15	N	23	39	120-140	17...22
			C	30	50	160-200	
		OLC 20	N	25	42	130-150	17
			C	35	57	160-200	—
		OLC 35	N	32	54	170-190	18
			I	36	58	180-220	19
		OLC 40	N	34	58	180-200	26
			I	38	62	200-250	—
		OLC 45	N	36	62	190-210	27
			I	40	66	200-260	30
		OLC 50	N	38	65	200-220	34
			I	42	70	200-260	—
		OLC 55	N	40	68	200-250	28
			I	44	73	200-300	29
Oțeluri aliate pentru construcții de mașini	791-66	13 CN 35	I	95	115	245-300	37
		25 M <sub>0</sub> C 11	I	42	65	250-280	38
		35 CN 15	I	52	75	300-320	36
		40 C 10	I	80	100	235-341	36
		41 M <sub>0</sub> C 11	I	75	95	270-320	38
Oțel carbon turnat în piese	600-65	OT 50	R-N	28	50	138	20
		OT 55	R-N	32	55	153	22
		OT 60	R-N	35	60	169	24
Fontă cenușie turnată în piese	568-67	Fe 30			26...33	187-321	13
		Fe 35			34...38	207-321	15
		Fe 40			36...40	207-363	17

Tabelul AII-2

Rezistențele admisibile ale elementelor îmbinărilor nituite de rezistență, la solicitări statice, în daN/cm<sup>2</sup> [12, 13, 22, 27]

Elementele îmbinării	Solicitarea	Felul prelucrării găurilor de nit	Material	
			OL 34	OL 37
Niturile	Forfecare $\tau_{af}$	Poansonare	1000	1100
		Găurire sau alezare	1200	1400
	Strivire $\sigma_{as}$	Poansonare	2400	2800
		Găurire sau alezare	2800	3200
Tablele	Întindere $\sigma'_{at}$	Poansonare	1100	1300
		Găurire sau alezare	1400	1600
	Forfecare $\tau'_{af}$	Poansonare	800	900
		Găurire sau alezare	1000	1200
	Strivire $\sigma'_{as}$	Poansonare	2100	2400
		Găurire sau alezare	2400	2800

Tabelul AII-3

Rezistențele admisibile pentru tablele de cazan, în funcție de temperatura de exploatare [27]

Temperatura	$t^{\circ} < 250^{\circ}\text{C}$	$250^{\circ}\text{C} < t^{\circ} < 350^{\circ}\text{C}$	$t^{\circ} > 350^{\circ}\text{C}$
Rezistența admisibilă $\sigma'_{at}$	$\frac{\sigma_r}{c_r}$	$\frac{\sigma_o^t}{c_o}$	Se raportează la limita de fluaj
Observație: $c_r$ și $c_o$ , v. tabelul AII-4.			

Tabelul AII-4

Coefficienții de siguranță  $c_r$  și  $c_o$ , pentru calculul grosimii tablelor de cazan [27]

Coeficientul de siguranță	Felul nituirii		
	Prin suprapunere sau cu o eclisă	Cu două eclise, cu un rând de nituri sau cu două eclise, dintre care una cu un rând și cealaltă cu două rânduri de nituri	Cu două eclise, cu mai mult de două rânduri de nituri
$c_r$	4,75	4,25	4,00
$c_o$	—	2,00	1,90

Tabelul AII-5

Limita de curgere  $\sigma_c^t$  și rezistența de rupere la tracțiune  $\sigma_r$ , pentru tablele de cazan (STAS 2883/2-76, 2883/3-76)

Marca oțelului	STAS	Grosimea tabelelor $s$ , în mm	$\sigma_c^t$ , în daN/mm <sup>2</sup> , pentru, $t$ , în °C			$\sigma_r$ , în daN/ mm <sup>2</sup>
			$t = 250$	$t = 300$	$t = 350$	
R 37	2883/2-76	$s \leq 60$	15,5	13,5	12	36...44
R 44			18,5	15,5	13,5	43...54
R 52			23,5	21,5	19,5	51...61
K 41	2883/3-76	$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	18,3 17,1 16,8	15,8 15,8 15,8	14,2 14,2 13,8	40...49
K 47		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	22,7 20 19,4	20,5 18,3 17,6	17,1 16,8 16,8	46...55
K 52		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	24,5 22,7 21,5	22,7 20,5 19,2	20,3 19,3 18,3	51...61
16 Mo3		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	22,7 21,5 20,5	19,8 18,3 17,6	17,6 17,6 16,8	43...52
14 CrMo4		$s \leq 16$ $16 < s \leq 40$ $40 < s \leq 60$	25,5 24,5 23,7	23,7 22,7 21,5	21,6 21,6 20,3	43...55

Tabelul AII-6

Rezistențele admisibile ale cusăturilor sudate, în cazul solicitărilor statice [12, 14, 27]

Tipul sudurii	Felul solicitării sudurii	Rezistența admisibilă
Sudura cap la cap	Tracțiune	0,8 $\sigma_{at}$
	Compresiune	1,00 $\sigma_{at}$
	Încovoiere	0,85 $\sigma_{at}$
	Forfecare	0,65 $\sigma_{at}$
	Torsiune	0,65 $\sigma_{at}$
Sudura de colț	Toate solicitările	0,65 $\sigma_{at}$

$\sigma_{at}$  — rezistența admisibilă la tracțiune a materialului electrodului.

Tabelul AII-7

**Rezistențele admisibile la îmbinările prin încheiere [12—14]**

Denumirea adezivului	Materialul de lipit	$\tau_{af}$ , în daN/cm <sup>2</sup>	
		20°C	200°C
Epoxidic	Oțel	480	—
Epoxidic	Oțel aliat	540	—
Epoxidic	Cupru	490	—
Epoxidic	Alamă	530	—
Epoxidic A	Aliaje de aluminiu	570	285
Poliester A	Aluminiu	76	13,5
Poliester B	Aluminiu	120	16,5
Poliester C	Aluminiu	154	9,9
Elastomer fenolic A	Aluminiu	155	15,5
Elastomer fenolic B	Aluminiu	110	42
Elastomer fenolic C	Aluminiu	125	2,8
Fenolic A	Aluminiu	61	24
Fenolic B	Aluminiu	61	26
Fenolic C	Aluminiu	45	13,5

Tabelul AII-8

**Caracteristicile mecanice minime impuse organelor de asamblare, filetate [13, 27]**

Simbolul grupei de caracteristici mecanice		Rezistența la rupere $\sigma_r$ , daN/mm <sup>2</sup>	Limita de curgere $\sigma_{0.2}$ , daN/mm <sup>2</sup>	Categoria de execuție	Exemple de materiale standardizate
Șurub	Piuliță				
4,6	4	40	24	Precise, semiprecise, grosolane	OL 37, OL 42, OL 44, STAS 500-68 OLC 10, STAS 880-66 AUT 20, AUT 20 M, STAS 1350-67
4,8			32		
5,6	5	50	30	Precise, semiprecise	OLC 35, OLC 25, OLC 15, STAS 880-66 AUT 30, STAS 1350-67
5,8			40		
6,6	6	60	36		OLC 35 normalizat, STAS 880-66 OL 52 STAS 500-68, OLC 45, STAS 880-66, 33 M 16, STAS 791-66 OLC 60, STAS 880-66 31 M 14, STAS 791-66
6,8			48		
6,9			54		
8,8	8	80	64		18 MoCN 06, 15 MoMC 12, 20 C 08, STAS 791-66
10,9	10	100	90	Precise	41 VMoC 17, 34 MoCN 15, 40 MCN 15, 25 CNW 10, STAS 791-66
12,9	12	120	108		19 CN 35, STAS 791-66
14,9	14	140	126		35 CNS 13, STAS 791-66

Tabelul AII-9

Valorile prestunii admisibile, pentru șuruburile de la mașinile-unelte [19, 12—14, 24, 27]

Tipul mașinii	Materialul cuplului șurub-piuliță	$p_{amu}$ , daN/cm <sup>2</sup>
Șuruburi cu deplasări precise cunoscute: șuruburile de avans de la strungurile de filetat de la mașinile de frezat filet	oțel/bronz	30
Celelalte mecanisme: mecanismele de avans de la mașina de frezat	oțel/bronz	120
	oțel/fontă	50

Tabelul AII-10

Rezistențele admisibile la strivire  $\sigma_{as}$ , în daN/mm<sup>2</sup>, pentru asamblări prin caneluri, executate din oțel cu  $\sigma_r = 100$  daN/mm<sup>2</sup> [56]

Tipul asamblării		Condiții de funcționare		
		Ușoare	Mijlocii	Grele
Fixă		8...15	6...10	4...7
Mobilă	cuplare în gol	3...5	2...4	1,5...3
	cuplare sub sarcină	1...2	0,5...1,5	0,3...1
Valorile $\sigma_{as}$ sînt conform STAS 1767-67				

Tabelul AII-11

Rezistențele admisibile pentru arcurile de compresiune  
(conform STAS 7067-76)

Marca oțelului (STAS 795-77)	Rezistența admisibilă $\tau_{at}$ , în daN/cm <sup>2</sup>		Indicații de utilizare
	$d < 8$ mm	$d = 8 \dots 40$ mm	
51 V Cr 11 A	6500	6000	Solicitări ridicate; Arcuri pentru vehicule puternic solícitate, arcuri elicoidale, inelare, disc, bare de torsi- une cu $\Phi \leq 10$ mm.
60 Si 15 A	6800	6500	Solicitare moderată; Arcuri multilamelare cu grosimea mai mare de 7 mm, elicoidale, disc, inelare.
56 Si 17 A	6300	5000	Solicitare moderată; Arcuri pentru vehicule cu grosimea $\leq 7$ mm, elicoidale, disc, plăci elastice.
51 Si 17 A	6000	4800	Solicitare moderată; Arcuri multilamelare pentru vehicule pe șine, mai ales cele călitate în presă.
OLC 55 A	5500	5000	Solicitare mică; Arcuri spirale, arcuri multilamelare, cu grosi- mea maximă a lamelei sau spirei de 10 mm, utilizate în medii necorosive la temperatura mediului ambiant.
OLC 65 A	5000	4600	
OLC 75 A	5500	5000	
OLC 85 A	5600	5200	

## Observații

1. Pentru arcurile cu  $d > 20$  mm se vor folosi numai 60 Si 15 A, 56 Si 17 A și 51 V Cr 11 A; pentru  $d > 30$  mm se va prefera 60 Si 15 A.
2. Pentru arcurile de înaltă precizie se recomandă  $\tau_{at}$  cu 25% mai mic decît valorile din tabel.



Tabelul AII-12

Rezistențele admisibile pentru arcurile de cauciuc, daN/cm<sup>2</sup> [7]

Solicitarea	Tracțiune	Compresiune	Forfecare	Torsiune
Statică	10	30...50	10...20	20
Soc rar	10...15	25...50	10...20	20
Dinamică	5...10	10...15	3...5	3...10
Arcuri cu limitator de săgeată	10...20	30...50	5...10	5...15

Tabelul AII-13

Valorile coeficientului  $\alpha$  [12, 13, 27, 40]

Natura variației efortului de încovoiere	Natura variației efortului de torsiune	Rezistența admisibilă corespunzătoare variației eforturilor	Coeficientul $\alpha$
Alternant simetric	constant (I)	$\sigma_{at I}$	$\alpha = \frac{\sigma_{at III}}{\sigma_{at I}}$
	pulsator (II)	$\sigma_{at II}$	$\alpha = \frac{\sigma_{at III}}{\sigma_{at II}}$
	alternant simetric (III)	$\sigma_{at III}$	$\alpha = \frac{\sigma_{at III}}{\sigma_{at III}} = 1$

Tabelul AII-14

Valorile rezistențelor admisibile [13, 27, 40]

Materialul	Rezistența la rupere $\sigma_r$ , daN/cm <sup>2</sup>	Rezistența admisibilă $\sigma_{at}$ , daN/cm <sup>2</sup> corespunzătoare naturii variației eforturilor		
		$\sigma_{at I}$	$\sigma_{at II}$	$\sigma_{at III}$
Oțel carbon	4000	1300	700	400
	5000	1700	750	450
	6000	2000	950	550
	7000	2300	1100	650
Oțeluri aliate	8000	2700	1300	750
	10000	3300	1500	900
Oțel turnat	4000	1000	500	300
	5000	1200	700	400

Tabelul AII-15

Valori indicative pentru produsul  $(p_m v)_a$  la fuzurile cilindrice [27]

Felul mașinii, respectiv al agregatului	$(p_m v)_a$ , daN·m/cm <sup>2</sup> s
Lagărele arborilor transmisilor	15...25
Lagărele arborilor mașinilor-unelte	10...30 (40)
Lagărele osiilor de vagoane (de persoane)	pînă la 50
Lagărele osiilor de locomotive	pînă la 70
Lagărele motoarelor de automobil	250...350
Lagărele motoarelor de avion	300...500 și mai mult
Lagărele pentru laminoare	400...2000

Tabelul AII-16

Valori medii pentru presiunea medie de contact, admisibilă, la pivoții plani [27]

Cuplul de materiale	Presiunea medie de contact, admisibilă, $p_a$ , daN/cm <sup>2</sup>
Oțel necălit pe fontă	20...30
Oțel necălit pe bronz	40...50
Oțel călit, rectificat, pe bronz	70...90
Oțel necălit pe compoziție pentru lagăre	pînă la 60
Oțel călit, rectificat, pe compoziție pentru lagăre	pînă la 90
Oțel călit pe oțel călit, rectificat	120...150
Oțel călit, rectificat, pe fontă albă, dură	50...70
Oțel pe lemn, esență tare, în apă	8...10 (20)

Tabelul AII-17

Valorile viscozității  $\eta$  pentru diferite uleiuri [5, 55]

Denumirea claselor	Notarea uleiului STAS 871-68	Norma internă sau standardul care reglementează caracteristicile	în $\frac{\text{daN} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	în cP
1	2	3	4	5
Uleiuri pentru motoare	M 20 W	STAS 751-70	0,00191—0,00268	18,7—26,2
	M 20	STAS 751-70	0,00362—0,00380	35,4—37,2
	M 30	STAS 751-70	0,00523—0,00588	51,3—57,6
			0,00670—0,00775	65,6—76
	M 40	STAS 751-70	0,00910—0,00980	89,2—96
	M 50	STAS 751-70	0,01340—0,01440	131—141
	M 20 Extra	STAS 10094-75	0,00362—0,00380	35,4—37,2
	M 30 Extra	STAS 10094-75	0,00523—0,00588	51,3—57,6
			0,00670—0,00775	65,6—76
	M 40 Extra	STAS 10094-75	0,00910—0,00980	89,2—96
	M20W/40 Extra	NID 3702-70		

Tabelul AII-17 (continuare)

1	2	3	4	5
	D 30 Premium D 40 Premium D 50 Premium D 30 Super 1  D 40 Super 1 AVI 9 (R <sub>1</sub> ) AVI 22	NID 3536-67 NID 3536-67 NID 3536-67 NID 3536-67 NID 3536-67 STAS 8205-68 NID 3624-69	0,00588—0,00670 0,00147—0,00161*) 0,00202*)   0,00765—0,00883	57,6—65,6 14,4—15,75*) 19,8*)   7,47—8,64
Uleiuri pentru mașini și utilaje industriale	I 135	STAS 383-70	0,01340—0,01400	131,1—137
	I 138	STAS 383-70	0,01340—0,01400	131,1—137
	I 140	STAS 383-70	0,01340—0,01400	131,1—137
	I 160	STAS 383-70	0,01485—0,01610	145,5—157,8
	I 180	STAS 383-70	0,01710—0,01860	167,5—182
	I 230	STAS 383-70	0,02035—0,02360	199,2—230,5
	C 250	STAS 385-70	0,00193—0,00276	18,9—27
	C 255	STAS 385-70	0,00193—0,00276	18,9—27
	C 265	STAS 385-70	0,00276—0,00368	27—36
	C 315	STAS 385-70	0,00414—0,00625	40,5—61,2
	K 38	STAS 1195-70	0,00348—0,00422	34,1—41,25
	K 65	STAS 1195-70		
	K 70	STAS 1196-70	0,00605—0,00675	59,2—66
	K 85	STAS 1196-70	0,00748—0,00890	73,2—87,1
	K 92	STAS 1197-70	0,00821—0,00965	80,4—94,5
	K 135	STAS 1198-70	0,01150—0,01305	112,5—127,5
	K 155	STAS 1199-70	0,01470—0,01700	144—166,2
	Tb 22	STAS 742-71	0,00151—0,01930	14,85—18,9
	Tb 30	STAS 742-71	0,00234—0,00344	22,95—33,75
	Tb 35	STAS 742-71	0,00311—0,00384	30,45—37,55
	L 9	NID 3627-68		
	L 90	STAS 7332-65	0,00108—0,00117	10,58—11,49
	L 230	STAS 8837-72		
	TIN 25	NID 4944-72	0,00193—0,00224*)	18,9—21,96*)
	TIN 32	NID 4944-72	0,00276—0,00308*)	27—30,15*)
	TIN 30	Unic pentru transmisii		
		NID 4944-72		
	TIN 150	NID 4944-72		
	TIN 155	NID 4944-72	0,01573—0,01934*)	154—189*)
*) Viscositatea la 100°C.				

Tabelul AII-18

Valorile modului de elasticitate pentru principalele  
materiale folosite la transmisiile prin fricțiune  
[24, 29, 36—38]

Materialul	$E$ daN/cm <sup>2</sup>
Oțel	$2,1 \cdot 10^6$
Fontă	$(0,8 - 1,1) 10^6$
Textolit	$(4 - 6,5) 10^4$
Piele	$0,35 \cdot 10^4$

Tabelul AII-19

**Rezistențele admisibile la solicitarea de contact pentru roțile cu fricțiune și pentru variatoare**  
[24, 29, 36—38]

Materialele corpurilor de rostogolire	Starea de ungere	Rezistența admisibilă $\sigma_{ak}$ , în daN/cm <sup>2</sup>	
		Duritatea superficială	
		HB ≤ 350	HB >350
Oțel/oțel*)	cu ungere	(23...26) HB	250 HRC
Oțel/fontă sau textolit	fără ungere	700...1000	
Oțel/oțel	fără ungere	(12...15) HB	
*) În cazul contactului punctiform, valorile $\sigma_{ak}$ se multiplică cu 1,5.			

Tabelul AII-20

**Rezistența admisibilă la ciupire (din condiția de gripare)  $\sigma_{ac}$ , în daN/cm<sup>2</sup> [41]**

Material		$v_{a1}$ , m/s								
Meio	Roată	0,25	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Oțel călit HRC > 45	Bronz cu Al și Fe ( $\sigma_r = 400$ N/mm <sup>2</sup> )	—	—	2500	2300	2100	1800	1600	1200	900
Fontă (Fc 15, Fc 20)	Fc 10	2200	2000	1900	1700	1450	1000	—	—	—
	Fc 15									
Oțel cu 0,2 % C cementat	Fc 15	1900	1600	1300		1150	900	—	—	—
	Fc 20									
OLC 45 OL 60	Fc 10	1700	1400	1100		900	700	—	—	—
	Fc 15									

Tabelul AII-21

**Rezistențele admisibile la ciupire și la rupere prin oboseală [41]**

Materialul roții	Felul turnării	Caracteristici mecanice, daN/cm <sup>2</sup>		Rezistența admisibilă, daN/cm <sup>2</sup>			
				Duritatea melcului			
				HRC < 45		HRC > 45	
		$\sigma_r$	$\sigma_{as}$	$\sigma_{ac}$	$\sigma_{at}$	$\sigma_{ac}$	$\sigma_{at}$
Bz 10 T	În nisip	1800	1000	1300	400	1600	500
Bz 10 T	În cochilie	2600	1500	1900	580	2250	720
Bronz cu nichel	Centrifugal	2900	1700	2100	650	2500	810
Fc 10	În nisip	1000	—	—	340	—	420
Fc 15	În nisip	1500	—	—	380	—	480
Fc 20	În nisip	2000	—	—	430	—	540
Fc 25	În nisip	2500	—	—	480	—	600

Presiunea admisibilă în articulațiile lanțurilor  $p_a$ , în daN/cm<sup>2</sup> [13, 14, 23, 40]

Pasul $p$ , în mm	Turația roții mici $n_1$ , în rot/min											
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800	3200
<i>Pentru lanțuri cu bușe sau cu role</i>												
12...15,87	350	315	285	260	240	225	210	185	165	150	140	—
19,05...24,4	350	300	260	235	210	190	175	150	—	—	—	—
30...38,1	350	290	240	210	185	165	150	—	—	—	—	—
40...50,8	350	260	210	175	150	—	—	—	—	—	—	—
<i>Pentru lanțuri dințate</i>												
12,7...15,87	200	180	165	150	140	130	120	105	95	85	80	70
19,05...25,4	200	170	150	130	120	110	100	85	75	—	—	—
31,75	200	165	140	120	105	95	70	—	—	—	—	—



**ANEXA III**  
**RĂSPUNSURILE LA PROBLEMELE**  
**NEREZOLVATE**





7.  $z = 2$ , pentru  $d = 10$  mm și  $d_1 = 10,5$  mm;  $\sigma'_s = 1935$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma'_{as} = 2100$  daN/cm<sup>2</sup>.
8.  $\tau_f = 864$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{af} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_s = 1441$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{as} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>.
9.  $\tau_f = 810$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{af} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_s = 1544$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{as} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma'_t = 422$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma'_{at} = 1300$  daN/cm<sup>2</sup> — pentru îmbinarea  $A_1$ ;  $\tau_f = 982$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{af} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_s = 2534$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{as} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma'_t = 680$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma'_{at} = 1300$  daN/cm<sup>2</sup> — pentru îmbinarea  $V_1$ ;  $\tau_f = 1067$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{af} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>,  $\sigma_s = 1536$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{as} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma'_c = 427$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma'_{ac} = 1300$  daN/cm<sup>2</sup> — pentru îmbinarea  $A_2$ .
10.  $d = 5$  mm;  $b = 41$  mm;  $\sigma_s = 2182$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{as} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>.
11.  $F_{uit} = 4255$  daN;  $\tau_f = 1229$  daN/cm<sup>2</sup>  $\approx \tau_{af} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_s = 1039$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{as} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>.
12.  $M_{fmax} = 9555$  daN·cm;  $F = 2730$  daN;  $d = 6$  mm;  $\tau_f = 1028$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{af} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_s = 1749$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{as} = 2800$  daN/cm<sup>2</sup>.
13.  $p \frac{D}{2} = 900$  daN/cm<sup>2</sup> și  $p \frac{D}{4} = 450$  daN/cm<sup>2</sup>.
- Cusătură longitudinală (suprapusă) cu o secțiune de forfecare și două rînduri de nituri;  $s = 1,9$  cm;  $d = 2,7$  cm;  $t = 8,4$  cm;  $e = 1,4$  cm;  $e_1 = 5$  cm;  $\sigma'_t = 756$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma'_{at} = 760$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_f = 614$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{af} = 720$  daN/cm<sup>2</sup>;  $K_n = 614$  daN/cm<sup>2</sup>  $\approx K_{na} = 600$  daN/cm<sup>2</sup>.
- Cusătură longitudinală cu două secțiuni de forfecare și un rînd de nituri;  $s = 1,9$  cm;  $d = 2,5$  cm;  $d_1 = 2,8$  cm;  $t = 6,8$  cm;  $e = 3,9$  cm;  $\sigma'_t = 756$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma'_{at} = 760$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_f = 577$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{af} = 720$  daN/cm<sup>2</sup>;  $K_n = 1153$  daN/cm<sup>2</sup> <  $K_{na} = 1200$  daN/cm<sup>2</sup>.
32.  $\sigma_{ts} = 141$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{ats} = 0,85 \sigma_{at} = 1190$  daN/cm<sup>2</sup>.
33.  $T_{cap} = 13759$  daN.
34.  $l_1 = 14,7$  cm;  $l_2 = 7,8$  cm.
35.  $\sigma_{c1} = 312$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{ac} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{c2} = 404$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{ac} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{c3} = 396$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{ac} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_{fs1} = 376$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{afs} = 910$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_{fs2} = 377$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{afs} = 910$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\tau_{fs3} = 442$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{afs} = 910$  daN/cm<sup>2</sup>.
36.  $\sigma_{t1} = 775$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{at} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{c2} = 395$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{ac} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{c3} = 498$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{ac} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{t4} = 1225$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{at} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{t5} = 646$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{at} = 1400$  daN/cm<sup>2</sup>;  $l_1 = 52$  mm;  $l_2 = 108$  mm;  $l_3 = 25$  mm;  $l_4 = 50$  mm;  $l_5 = 37$  mm;  $l_6 = 73$  mm;  $l_7 = 60$  mm;  $l_8 = 120$  mm.
37.  $M_{icap} = 62779$  daN·cm.
38.  $\tau_{ct s} = 108$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{afs} = 910$  daN/cm<sup>2</sup>.
39.  $\tau_{fs} = 39$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{afs} = 910$  daN/cm<sup>2</sup>.
40.  $\tau_{fs} = 400$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\tau_{afs} = 910$  daN/cm<sup>2</sup>.

41.  $M_{i1} = 600 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $M_{i2} = 560 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $W_{z1} = 1,71 \text{ cm}^3$ ;  $W_{z2} = 1,59 \text{ cm}^3$ ;  $\sigma_{e1} = 361 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af8} = 910 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{e2} = 379 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af8} = 910 \text{ daN/cm}^2$ .
42.  $\tau_{t8} = 67 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at8} = 910 \text{ daN/cm}^2$ . Se recomandă să se execute sudură întreruptă.
43.  $\tau_{t8} = 80 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at8} = 910 \text{ daN/cm}^2$ .
44.  $F_{1cap} = 257 \text{ daN}$ ;  $F_1 = 200 \text{ daN}$ ;  $\tau_{fs} = 708 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af8} = 910 \text{ daN/cm}^2$ .
45.  $n = 9$ .
50.  $F_{cap} = 4800 \text{ daN}$ .
51.  $\tau_f = 3,2 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 9,9 \text{ daN/cm}^2$ .
52.  $l = 2,5 \text{ cm}$ .
53.  $b = 6,3 \text{ mm}$ .
55.  $M_{tcap} = 6029 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
56. Nici unul: pentru ajustajul  $\Phi 70 \text{ H8/f8}$  rezultă joc; pentru ajustajul  $\Phi 70 \text{ H8/j7}$  rezultă de asemenea joc; pentru ajustajul  $\Phi 70 \text{ H7/r6}$ ,  $S_{med} = 37,5 \text{ } \mu\text{m} < S_{cor} = 48,9 \text{ } \mu\text{m}$ .
57.  $\frac{M_{tmax}}{l} = 583 \text{ daN} \cdot \text{cm/cm}$ .
58. Primul regim;  $p_I = 300 \text{ daN/cm}^2$ .
59.  $S_{cor} = 21,6 \text{ } \mu\text{m}$ ; se alege un ajustaj  $\Phi 80 \text{ H7/r6} \left( \begin{smallmatrix} +0,030 \\ 0 \\ +0,062 \\ +0,043 \end{smallmatrix} \right)$ ;  $S_{med} = 37,5 \text{ } \mu\text{m} > S_{cor} = 21,6 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{max} = 62 \text{ } \mu\text{m} < S_{crmin} = 119 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $\sigma_{amax} = 432 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02a} = 2700 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{bmax} = 388 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02b} = 2800 \text{ daN/cm}^2$ .
60.  $p = 30 \text{ daN/cm}^2$ ;  $S_{cor} = 14,3 \text{ } \mu\text{m}$ ; se alege ajustajul  $\Phi 100 \text{ H7/p6} \left( \begin{smallmatrix} +0,035 \\ 0 \\ +0,059 \\ +0,037 \end{smallmatrix} \right)$ ;  $S_{med} = 30,5 \text{ } \mu\text{m} > S_{cor} = 14,3 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{max} = 59 \text{ } \mu\text{m} < S_{crmin} = 136 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $\sigma_{amax} = 324 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02a} = 2100 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{bmax} = 269 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02b} = 2100 \text{ daN/cm}^2$ .
61.  $\sigma_{bmax} = 444 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{rb} = 2000 \text{ daN/cm}^2$ .
62.  $c = \frac{M_f}{M_t} = 2,56$ .
63.  $S_{min} = 9 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{max} = 50 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $p_{min} = 20,2 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{max} = 648 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{med} = 334 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{amax} = 668 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02a} = 3400 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{bmax} = 710 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02b} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ ;  $F_p = 7733 \text{ daN}$ ;  $M_{tcap} = 5734 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
64.  $p = 29,85 \text{ daN/cm}^2$ ;  $S_{cor} = 287,6 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $p_{cr a} = 154 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{cr b} = 478 \text{ daN/cm}^2$ ;  $S_{cr a} = 1234 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{cr b} = 3705 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $\Phi 500 \text{ H7/t7} \left( \begin{smallmatrix} +0,063 \\ 0 \\ +0,423 \\ +0,360 \end{smallmatrix} \right)$ ;  $S_{cor} = 287,6 \text{ } \mu\text{m} < S_{min} = 297 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{crmin} = 1234 \text{ } \mu\text{m} > S_{max} = 423 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $t = 57^\circ\text{C}$ .
65.  $S_{cormin} = 17 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{cor max} = 106 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{max} = 91 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{min} = 2 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{med} = 46,5 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $p_{min} = 9 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{max} = 427 \text{ daN/cm}^2$ ;  $p_{med} = 218 \text{ daN/cm}^2$ ;  $M_{tcap} = 22178 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\sigma_{amax} = 436 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02a} = 2700 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{bmax} = 525 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{rb} = 2500 \text{ daN/cm}^2$ ;  $t = -45^\circ\text{C}$ .
66.  $M_t = 520 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $S_{cormin} = 28 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{cor max} = 50 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{max} = 35 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $S_{min} = 13 \text{ } \mu\text{m}$ ;  $p_{max} = 629 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{amax} = 1258 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02a} = 2400 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_{bmax} = 1048 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{02b} = 1700 \text{ daN/cm}^2$ ;  $M_{tcap} = 636 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_t = 520 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
81.  $M16$ ;  $\sigma_{rel} = 1273 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1280 \text{ daN/cm}^2$ .
82.  $\sigma_{rel} = 2088 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{at} = 1000 \text{ daN/cm}^2$ , pentru șurubul M12;  $\sigma_{rel} = 309 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1334 \text{ daN/cm}^2$ , pentru șurubul M30.
83.  $M_{tot} = 962 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\sigma_{red} = 2005 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{at} = 900 \text{ daN/cm}^2$  (se consideră  $\beta = 1,5$ ).

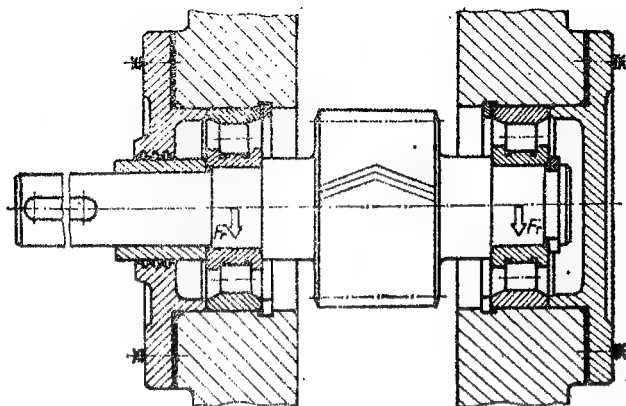
84.  $F_{max} = 40856 \text{ daN}$ .
85. Nu, deoarece  $P_{cap} = 271 \text{ daN} < P = 300 \text{ daN}$  (se consideră  $\beta = 1,5$ ).
86.  $\tau_f = 360 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 0,3 \sigma_{02} = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_s = 612 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 0,3 \sigma_{02} = 900 \text{ daN/cm}^2$ .
87.  $L \approx 3,5 \text{ m}$ .
88. M21, pentru  $\sigma_{at} = 1000 \text{ daN/cm}^2$ ; nu, deoarece  $c = 3,62$ , iar  $c_a = 4,0 \dots 2,5$ .
89.  $F_{0I} = 2000 \text{ daN}$ ;  $F_{0II} = 2600 \text{ daN}$  (se consideră  $F'_{0min} = 0,5 F_1$ ).
90.  $F_s = 1500 \text{ daN}$ ;  $F'_0 = 500 \text{ daN}$ .
91. M16;  $c = 1,91$  ( $c_a = 1,5 \dots 2,5$ ), adoptînd  $\xi = 1,3$  și  $\chi = 0,25$ .
92.  $d = 36 \text{ mm}$  (filet M36  $\times$  4);  $M_{tot} = 11069 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\sigma_{red} = 5090 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 5400 \text{ daN/cm}^2$ .
93.  $\chi = 0,36$ .
94.  $k_s = 3,72 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$ ;  $k_p = 6,65 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}$ ;  $\chi = 0,35$ .
95. Se depășește presiunea admisibilă de strivire a peliculei de lubrifiant:  $p_s^* = 263 \text{ daN/cm}^2 > p_a^* = 70 \dots 130 \text{ daN/cm}^2$ .
96.  $F = 1545 \text{ daN}$ ;  $\sigma_{red} = 848 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ac} = 0,3 \sigma_{02} = 0,3 \cdot 3600 = 1080 \text{ daN/cm}^2$ ;  $m = 38 \text{ mm}$ , pentru  $p_a^* = 130 \text{ daN/cm}^2$ ;  $l = 250 \text{ mm}$ , pentru OL52.
97.  $\sigma_{red1} = 573,4 \text{ daN/cm}^2$ , în zona filetată;  $\sigma_{red2} = 525,7 \text{ daN/cm}^2$ , în zona de antrenare;  $\sigma_{at(c)} = 600 \dots 900 \text{ daN/cm}^2$ .
98. Pt 16  $\times$  4;  $\sigma_{red} = 594 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ac} = 600 \text{ daN/cm}^2$ ;  $z_{min} = 6$  spire, pentru piuliță.
110.  $M_{tmax} = 8730 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
111.  $M_{tcap} = 3350 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_t = 3100 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
112.  $M_{tcap} = 513 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_t = 121 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
113.  $\sigma_s = 841 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1000 \dots 1500 \text{ daN/cm}^2$  — pentru penele tangențiale normale;  $\sigma_s = 592 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{as} = 350 \dots 500 \text{ daN/cm}^2$  — pentru penele tangențiale solicitate alternant sau cu șocuri.
114.  $l_c = 267 \text{ mm}$ .
115. Pană paralelă A 18  $\times$  11  $\times$  70, STAS 1005-71.
116. Pană paralelă A 10  $\times$  8  $\times$  36, STAS 1005-71.
117.  $\sigma_s = 932 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1000 \dots 1200 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\tau_f = 272 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 850 \text{ daN/cm}^2$ .
118. Pană disc 10  $\times$  13, STAS 1012-71.
119.  $M_{tcap} = 3506 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; da, deoarece  $M_{tcap} = 3506 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_t = 478 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
120.  $M_{tcap}(\text{forfecare}) = 750 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $M_{tcap}(\text{strivire}) = 500 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $F_{min} = 91 \text{ daN}$ .
121.  $\tau_f = 495 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_s = 156 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2$  — între știft și butucul roții;  $\sigma_s = 700 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2$  — între știft și arbore.
122.  $d_1 = 25 \text{ mm}$  — din condiția de rezistență la strivire a peliculei de lubrifiant dintre bolt și tijă;  $\tau_f = 112 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 900 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_s = 147 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1500 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_t = 897 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ .
123.  $\sigma_s = 282 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 1150 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_t = 268 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 1400 \text{ daN/cm}^2$ .
129.  $M_{tcap} = 1317 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $L = 3,1 \text{ cm}$ .
130.  $L = 5,5 \text{ cm}$ .
131.  $P = 33,9 \text{ kW}$ ;  $L = 7 \text{ cm}$ .

132.  $M_{t\text{cap}} = 28372 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_{t\text{a}} = 25000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
133.  $L = 6,5 \text{ cm}$ .
134.  $b_1 = 0,5 \text{ cm}$ ;  $M_{t\text{cap1}} = 3290 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
137.  $M_{tc} = 3080 \text{ daN} \cdot \text{cm} < M_f = 3514 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\sigma_s = 471 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 500 \text{ daN/cm}^2$ .
138.  $M_{t\text{max}} = 6900 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
139.  $Q = 2847 \text{ daN}$ ;  $\sigma_s = 123 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 500 \text{ daN/cm}^2$ .
142. Șuruburi M16.
143.  $M_f = 1828 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_{tc} = 960 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\sigma_s = 29 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ .
144.  $F = 197 \text{ daN}$ .
145.  $N = 2850 \text{ daN}$ ;  $F_s = 712 \text{ daN}$ ;  $\sigma_s = 71 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_t = 617 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 800 \text{ daN/cm}^2$ .
146. Șuruburi M20;  $l_{\text{calcul}} = 5,7$ ; pentru a se putea monta șuruburile se adoptă  $l \geq 12 \text{ cm}$ .
150. Șuruburi M14;  $\sigma_s = 820 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ .
151.  $M_{t\text{cap}} = 1721 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\sigma_s = 537 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ .
152.  $M_f = 22500 \text{ daN} \cdot \text{cm} > \beta M_t = 18750 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\sigma_s = 674 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{as} = 850 \text{ daN/cm}^2$ .
156.  $M_{t\text{cap}} = 7969 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
157. Da, deoarece  $M_{t\text{cap}} = 1133 \text{ daN} \cdot \text{cm} > M_t = 1000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ .
170. Pentru  $i = 12$ , rezultă:  $k = 0,768 \text{ daN/cm}$ ;  $d = 1 \text{ mm}$ ;  $\tau_{t\text{max}} = 5173 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at} = 6800 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\tau_b = 5380 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at} = 6800 \text{ daN/cm}^2$ .
171. Pentru  $i = 6$  și  $\frac{b}{h} = 1,2$ , rezultă:  $b = 12 \text{ mm}$ ;  $h = 10 \text{ mm}$ ;  $\tau'_{t\text{max}} = 5656 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ ;  $n = 10$ ;  $\delta F_c = 76,1 \text{ mm}$ ;  $H_0 = 206,1 \text{ mm}$ ;  $H F_c = 130 \text{ mm}$ ;  $k = 42,70 \text{ daN/cm}$ ;  $l_s = 302,2 \text{ cm}$ .
172. Pentru  $i = 4,5$ , rezultă:  $d = 2 \text{ mm}$ ;  $D_m = 9 \text{ mm}$ ;  $n = 12$ ;  $n_t = 13,5$ ;  $l_s = 382,6 \text{ mm}$ .
173. Pentru  $i = 7$ , rezultă:  $d = 12 \text{ mm}$ ;  $D_m = 84 \text{ mm}$ ;  $D = 96 \text{ mm}$ .
174. Pentru  $i = 6$  și materialul 60Si 15A, rezultă:  $n = 4$ ;  $H_0 = 74,42 \text{ mm}$ ;  $l_s = 129,9 \text{ cm}$ .
175. Pentru  $i = 6$  și materialul 56 Si 17 A, rezultă:  $n = 6$ ;  $H_0 = 140,07 \text{ mm}$ ;  $l_s = 177,33 \text{ cm}$ ; dimensiunile de gabarit ale arcului cu secțiune rotundă sînt mai mari, comparativ cu cele ale arcului cu secțiune dreptunghiulară.
176. Pentru  $i = 6$ , rezultă:  $d = 2,5 \text{ mm}$ ;  $\tau_{t\text{max}} = 4656,9 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at} = 6800 \text{ daN/cm}^2$ ;  $n = 9$ ;  $n_t = 11$ ;  $k = 17,14 \text{ daN/cm}$ ;  $\delta_1 = 0,583 \text{ cm}$ ;  $\delta_n = 1,36 \text{ cm}$ .
177. Pentru  $i = 7,5$ , rezultă:  $d = 4 \text{ mm}$ ;  $\sigma_{t\text{max}} = 4028 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 8500 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\varphi_1 = 16,74^\circ$ ;  $\varphi_n = 25,66^\circ$ ;  $k = 51,45 \text{ daN} \cdot \text{cm/rad}$ ;  $l_s = 585,7 \text{ mm}$ .
178.  $d = 21 \text{ mm}$ ;  $\varphi_n = 43,67^\circ$ ;  $k = 16221 \text{ daN} \cdot \text{cm/rad}$ .
179. Pentru  $\frac{b}{h} = 1,5$ , rezultă:  $h = 1,2 \text{ cm}$ ;  $b = 1,8 \text{ cm}$ ;  $\varphi_n = 45,98^\circ$ ;  $k = 19779 \text{ daN} \cdot \text{cm/rad}$ ; se reduce dimensiunea de gabarit prin înlocuirea arcului bară de torsiune de secțiune rotundă cu cel de secțiune dreptunghiulară.
180. Pentru  $\frac{b}{h} = 6$  și  $\sigma_{at} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ , rezultă:  $h = 2 \text{ mm}$ ;  $b = 12 \text{ mm}$ ;  $k = 5 \text{ daN/cm}$ ;  $\delta_n = 1,61 \text{ cm}$ ;  $\sigma_{t\text{max}} = 5125 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 6000 \text{ daN/cm}^2$ .
181.  $F_n = 8885 \text{ daN}$ ;  $k = 934 \text{ daN/cm}$ ;  $\delta_a = 4,756 \text{ cm}$ .
182. Pentru  $\tau_{af} = 10 \text{ daN/cm}^2$ , rezultă:  $h = 5,09 \text{ cm}$ ;  $D = 52,95 \text{ mm}$ ;  $k = 800 \text{ daN/cm}$ .
183. Pentru  $\tau_{at} = 20 \text{ daN/cm}^2$ , rezultă:  $M_{t\text{a}} = 1570 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $\varphi_n = 47,57^\circ$ ;  $k = 1891 \text{ daN} \cdot \text{cm/rad}$ .

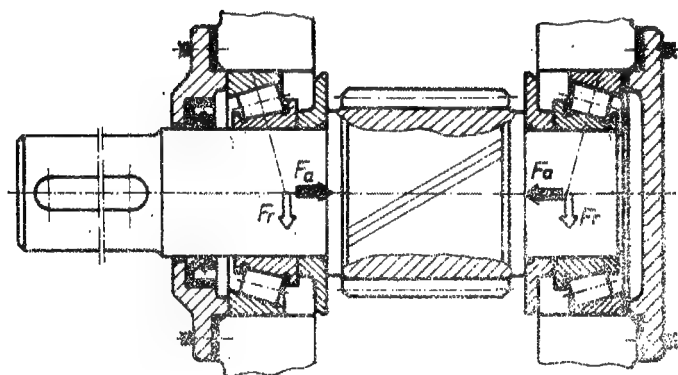
189.  $\sigma_{t1} = 507 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at \text{ III}}; \sigma_{t2} = 372,5 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at \text{ III}}; \sigma_{t3} = 514 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at \text{ III}}; \sigma_{at \text{ III}} = 550 \text{ daN/cm}^2; c_{\sigma 1} = 2,76 \text{ (cu } \beta_k = 1,7; \varepsilon = 0,88; \gamma = 0,9); c_{\sigma 2} = 3,58 \text{ (cu } \beta_k = 1,75; \varepsilon = 0,865; \gamma = 0,9); c_{\sigma 3} = 2,72 \text{ (cu } \beta_k = 1,7; \varepsilon = 0,88; \gamma = 0,9);$  coeficientul de siguranță depășește valorile minime recomandate ( $c_a = 1,5 \dots 2,5$ ).
190.  $\sigma_{red 1} = 290 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at \text{ III}}; \sigma_{red 2} = 256 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at \text{ III}}; \sigma_{at \text{ III}} = 550 \text{ daN/cm}^2; c_3 = 2,6 \text{ (cu } \beta_{k\sigma} = 2,1; \varepsilon_\sigma = 0,74; \gamma = 0,9; \beta_{k\tau} = 1,56; \varepsilon_\tau = 0,67); c_4 = 4,026 \text{ (cu } \beta_{k\sigma} = 1,67; \varepsilon_\sigma = 0,71; \gamma = 0,9; \beta_{k\tau} = 1,47; \varepsilon_\tau = 0,68);$  arborele rezistă în toate secțiunile (coeficientul de siguranță se încadrează în valorile recomandate:  $c > c_a = 1,5 \dots 2,5$ ).
191.  $\sigma_{red 1} = 784,6 \text{ daN/cm}^2 > \sigma_{at \text{ III}} = 600 \text{ daN/cm}^2$ ; pentru a rezista, în această secțiune, diametrul arborelui trebuie majorat ( $d_1 \geq 120 \text{ mm}$ );  $c_3 = 3,57 > c_a = 1,5 \dots 2,5$  (cu  $\beta_{k\sigma} = 1,84; \varepsilon_\sigma = 0,682; \gamma = 0,9; \beta_{k\tau} = 1,62; \varepsilon_\tau = 0,656$ ).
192.  $\sigma_{red 1} = 77 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at \text{ III}} = 900 \text{ daN/cm}^2; c_2 = 8,1 > c_a = 1,5 \dots 2,5$  (cu  $\beta_{k\sigma} = 2; \varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,66; \gamma_\sigma = 0,85; \beta_{k\tau} = 1,624; \gamma_\tau = 0,91$ ); arborele este supradimensionat din punct de vedere al rezistenței.
193.  $\sigma_{red 1} = 327 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at \text{ III}} = 900 \text{ daN/cm}^2; c_1 = 2,7$  (cu  $\beta_{k\sigma} = 1,84; \varepsilon_\sigma = 0,69; \gamma = 0,9; \beta_{k\tau} = 1,62; \varepsilon_\tau = 0,673$ ); arborele rezistă ( $c_1 > c_a = 1,5 \dots 2,5$ ).
200. Adoptând  $l/d = 0,8$  și  $p_a = 150 \text{ daN/cm}^2$ , se obține  $d = 6,45 \text{ cm}$ ; se adoptă  $d = 65 \text{ mm}$ ,  $l = 50 \text{ mm}$  și rezultă  $\sigma_t = 464 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at} = 600 \text{ daN/cm}^2; p_m v = 78,5 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \text{s} < (p_m v)_a = 400 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \text{s}$ .
201. Pentru ipoteza concentrării forței la  $l/2$ , rezultă  $F = 2044 \text{ daN}; p_m = 68 \text{ daN/cm}^2; n = 560,63 \text{ rot/min}$ .
202.  $v = 0,206 \text{ m/s}; p_m v = 14,67 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \text{s} < (p_m v)_a = 50 \dots 70 \text{ daN} \cdot \text{m/cm}^2 \text{s}; P_{fs p} = 1,173 \text{ kW}; P_f = 2,843 \text{ kW}$ .
203. Pentru  $d_t = 30 \text{ mm}$ , rezultă  $\mu = 0,08$ .
210. Alegând materialul Bz4ZnT și raportul dimensional al lagărului  $\frac{l}{d} = 2$ , rezultă:  $d = 70 \text{ mm}; l = 140 \text{ mm}$ ; ulei tip C 315, STAS 871-68;  $q_s = 0,0185 \text{ l/s}; n_{tr} = 93 \text{ rot/min}$ .
211. Materialul cuzinetului BzAl 9T, STAS 198-67; lubrifiantul I 135, STAS 871-68;  $t_1 = 2^\circ\text{C}$ .
212.  $F_{max} = 9000 \text{ daN}$ ; temperatura filmului:  $t_{max} = 168,5^\circ\text{C}$ .
213.  $\eta = 33 \text{ cP} \approx 0,033 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$ ; temperatura medie  $t_m = 28^\circ\text{C}; b \leq 3 \text{ mm}; a = 6,5 \dots 9 \text{ mm}$ .
214.  $p_m = 26,4 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 50 \text{ daN/cm}^2$  — corespunzător materialului cuzinetului Bz4ZnT, STAS 197-68, pentru  $\frac{l}{d} = 1; \eta = 15 \text{ cP} \approx 0,015 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}; V_0 = 0,02 \text{ l}$ .
243.  $L = 3600 \text{ mil. rotații}; L_h = 36158 \text{ ore}$ .
246.  $L = 750 \text{ mil. rotații}; L_h = 10000 \text{ ore}$ .
247.  $F_r = 114,75 \text{ daN}$ .
248. Rulmentii: NUP 2306 ( $C = 3750 \text{ daN}, C_0 = 2800 \text{ daN}$ ) sau NUP 2307 ( $C = 4500 \text{ daN}, C_0 = 3250 \text{ daN}$ ).  
Indicație: Considerind  $F_a = F_{adm}$ , se determină valorile Q, apoi se aleg rulmenții care corespund dimensional, dintre aceștia alegându-se, în final, cei care corespund din punct de vedere al durabilității.
249.  $L = 60,6 \text{ mil. rotații}; L_h = 655 \text{ ore}$ .
250. Pentru  $f_0 = 2$ , se obține rulmentul 51105, cu  $C_0 = 2900 \text{ daN}$ .
251. Se obține  $f_0 = 1,83$ , valoare corespunzătoare pentru condițiile impuse ( $f_0 = 1, 2, \dots, 2,8$  — v. tabelul AI-20).
252. Pentru  $f_0 = 2,5$ , sarcina capabilă  $F_a = 17600 \text{ daN}$ .

253.  $f_0 = \frac{C_g}{P_0} = 2,486$  — corespunde unei funcționări ușoare, fără șocuri;  $L = 100,94$  mil  
rotații,  $L_h = 1345,86$  ore.

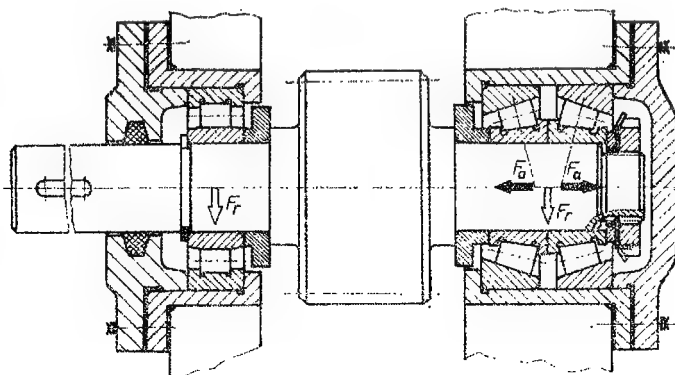
254.



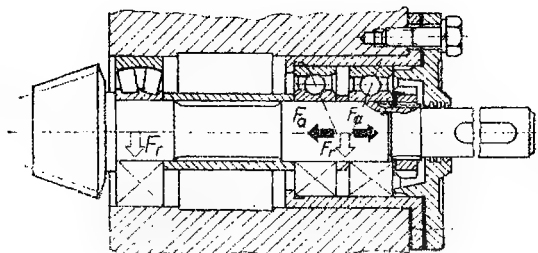
255.



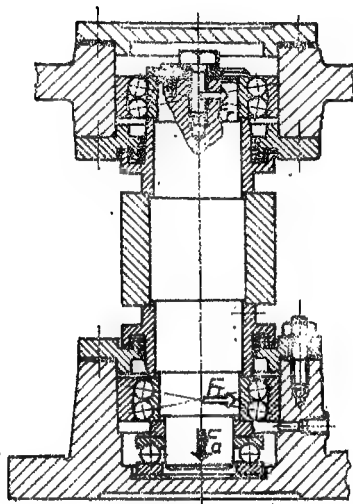
256.



257.

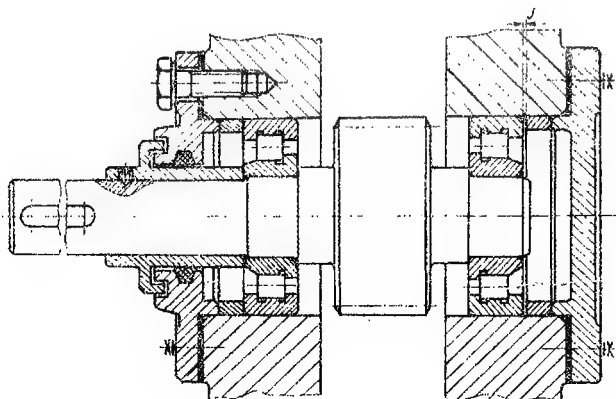


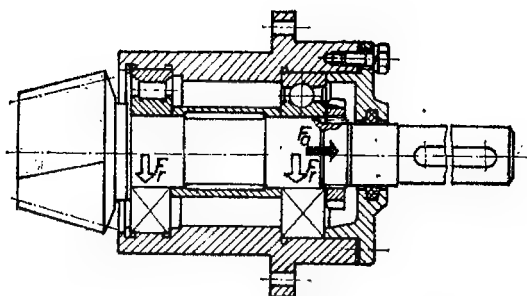
258.



259. Orientativ v. fig. de la răspunsul pentru problema 256.

260.

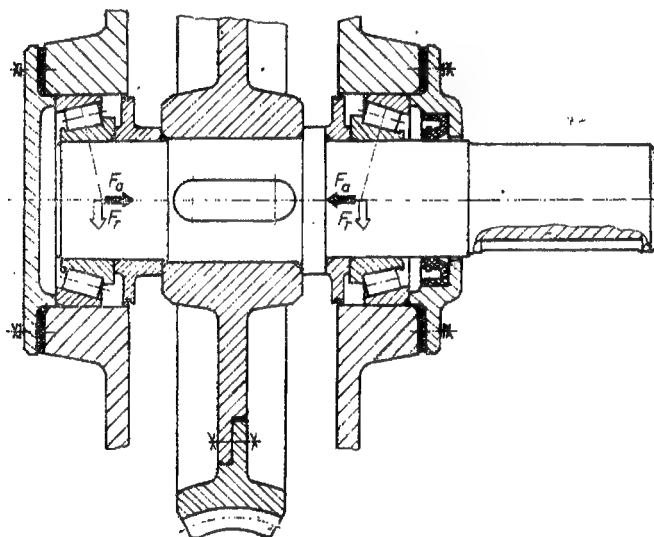




262. Orientativ a se consulta răspunsul de la problema 257.

*Indicație:* se montează în lagărul dinspre pinion un rulment cu role cilindrice scurte, în locul rulmenților radial-axiali cu bile montindu-se rulmenți radial-axiali cu role conice.

263.



296. Pentru  $K_s = 4$ ,  $M_{te} = 807 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; se determină:  $D = 27 \text{ mm}$ ;  $d = 15 \text{ mm}$  și se calculează  $\tau_t = 168 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{at} = 350 \text{ daN/cm}^2$ .

297. Pentru  $K_s = 1,5$ ,  $M_{te} = 1200 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; se adoptă cuplaj CF05-32, STAS 769-73;  $\tau_f = 84 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 1200 \text{ daN/cm}^2$ .

298.  $M_{te} = 6814 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; se adoptă un cuplaj mărimea 191 — după firma *Crofts—Anglia* (v. tabelul AI-32);  $n_{cuplaj} = \frac{n}{i} \approx 700 \text{ rot/min} < n_{lim} = 800 \text{ rot/min}$ ;  $e_{cuplaj} = 6 \text{ mm} < e_{max} = 7,6 \text{ mm}$ ;  $\sigma_s = 98 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{a3} = 150 \text{ daN/cm}^2$ .

299.  $M_{te} = 2015 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; se alege, din tabelul AI-34, cuplaj *Bibby* mărimea 478; se determină  $\sigma_{ai} = 7560 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\sigma_t = 5300 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{at}$ ;  $\tau_f = 1580 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 4300 \text{ daN/cm}^2$ ; pentru trasarea caracteristicilor elastice se determină  $\phi = 9^\circ$ .



300.  $M_{tn} = 20700 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $M_{tc} = 68300 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; se determină  $d = 81 \text{ mm}$  și se adoptă  $d = 85 \text{ mm}$ ;  $R = 85 \text{ mm}$ ;  $\sigma_{ai} = 7550 \text{ daN/cm}^2$  — conform tabelului 53; se adoptă:  $z = 6$  pachete,  $l_1 = 10 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $b = 40 \text{ mm}$  și  $h = 2 \text{ mm}$ , obținându-se  $n = 6$  lamele;  $\theta_{max} = 0,0179 \text{ rad}$ ;  $\varphi_{max} = 0,00917 \text{ rad}$ ;  $l = 96 \text{ mm}$ ;  $D \approx 400 \text{ mm}$ ;  $L_1 \approx 45 \text{ mm}$ .
301. Din tabelul AI-36 se obține  $D = 180 \text{ mm}$ ,  $M_{tcap} = 2600 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $d = 45 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 50 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 15 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 30^\circ$ ,  $D_0 = 130 \text{ mm}$ ;  $M_{tc} = 1940 \text{ daN} \cdot \text{cm} < M_{tcap}$ ; se verifică bolțurile:  $\sigma_i = 1100 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ai} = 2000 \text{ daN/cm}^2$ ;  $\tau_f = 122 \text{ daN/cm}^2 < \tau_{af} = 800 \text{ daN/cm}^2$ ; pentru trasarea caracteristicii elastice se determină  $\varphi_1 = 2^\circ 28'$ ,  $M_{t1} = 1730 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ,  $\varphi_2 = 3^\circ 24'$ .
302. Din tabelul AI-37 se determină  $M_{tc} = 5000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; se adoptă, din tabelele AI-28, AI-29, AI-30,  $K_1 = 1,4$ ,  $K_2 = 1,0$ ,  $K_3 = 1,65$  și se obține  $M_{ta} = 2165 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $P = 15,8 \text{ kW}$ . Cuplajul va funcționa identic în transmisiile la care rezultă același  $K_3$ .
303.  $M_{tc} = 1410 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; se adoptă, din tabelul AI-39, cuplajul *Perflex* mărimea 14-1, cu  $D = 210 \text{ mm}$ ,  $D_0 = 110 \text{ mm}$ ,  $d = 25 \dots 50 \text{ mm}$ ; se determină  $h_{max} = 17,5 \text{ mm}$ ;  $h_{0,95D} = 10,7 \text{ mm}$ ;  $v = 8,24 \text{ m/s} < v_{ad} = 17,5 \text{ m/s}$ .
304. Conform tabelului 54, se obține:  $N \approx 19 \text{ kW}$ ;  $p = 13,25 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 50 \text{ daN/cm}^2$ .
305. Conform tabelului 55 și tabelelor AI-28, AI-29 și AI-30, se obține:  $M_{tc1} = 3340 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  — pentru generator;  $M_{tc2} = 2240 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  — pentru compresor.
306.  $M_{tcap} = 1475 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ , unde  $\mu = 0,12$  și  $p_a = 5 \text{ daN/cm}^2$ , conform tabelului AI-40;  $F_c = 491 \text{ daN}$ .
307. Pentru  $K'_s = 1,2$ , se obține  $M_{ta} = 3090 \text{ daN} \cdot \text{m} < M_a = 4000 \text{ daN} \cdot \text{m}$ ; Da, deoarece  $M_{tc} = 4300 \text{ daN} \cdot \text{m} < M_{tcap} = 4800 \text{ daN} \cdot \text{m}$ .
308. Conform tabelului 55 și tabelului AI-40, se pot utiliza următoarele cupluri de materiale:  
a) fontă pe fontă sau pe oțel călit, cu  $p_a = 2 \dots 3 \text{ daN/cm}^2$  și  $\mu = 0,15$ ;  
b) țesătură de azbest presată pe oțel, cu  $p_a = 2 \dots 3 \text{ daN/cm}^2$  și  $\mu = 0,3$ ;  
c) aliaje metaloceramice pe oțel călit, cu  $p_a = 3 \text{ daN/cm}^2$  și  $\mu = 0,3$ ;  
 $M_{tea} = 499 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $M_{tc} = 999 \text{ daN} \cdot \text{cm} = M_{tce}$ .
309. Din tabelul AI-50 se scot dimensiunile cuplajului; pentru  $\mu = 0,2$  și  $p_a = 16 \text{ daN/cm}^2$  (tabelul AI-40), se obține:  $b_1 = 23 \text{ mm}$ ;  $b_2 = 45 \text{ mm}$ , dar deoarece nu se verifică  $\Delta > 0$  se adoptă  $b_2 = 47 \text{ mm}$ ; se calculează  $D_e = 334 \text{ mm}$ ;  $D_i = 326 \text{ mm}$ .
310.  $M_{tn} = 8873 \text{ daN} \cdot \text{cm}$  (pentru  $M_{tlim} = 1,2 M_{tc}$ ).
311.  $M_{tc} = 516617 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $M_{tlim} = 1,17 M_{tc} = 604442 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $D_e = 500 \text{ mm} < D_{d1} = 600 \text{ mm}$ ;  $D_i = 250 \text{ mm} > d = 110 \text{ mm}$ ;  $i = 14 < i_{max} = 16$ ;  $F_{arc} = 28713 \text{ daN}$ ;  $p = 19,56 \text{ daN/cm}^2 < p_a = 20 \text{ daN/cm}^2$ .
312.  $b = 35 \text{ mm}$ ;  $M_{tcap} = 505 \text{ daN} \cdot \text{cm} = M_{tlim}$ ;  $F_{arc} = 186 \text{ daN}$ .
313.  $M_{tn} = 3750 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $F_{arc1} = 25 \text{ daN}$ ;  $k_a = 25,75 \text{ daN/cm}$ ;  $\delta_1 = 0,7 \text{ mm}$ ;  $\sigma_k = 46883 \text{ daN/cm}^2 < \sigma_{ak} = 50000 \text{ daN/cm}^2$ .
314.  $M_{tc} = 8800 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; din tabelul AI-55, se adoptă cuplaj BA 60, cu  $M_{tcap} = 11000 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ;  $D = 170 \text{ mm}$ ;  $D_1 = 125 \text{ mm}$ ;  $L = 78 \text{ mm}$ ; pentru  $\alpha_1 = 7^\circ$ ,  $l = 25 \text{ mm}$ ,  $\sigma_{ac} = 25000 \text{ daN/cm}^2$  și  $D_2 = 86 \text{ mm}$ , se obține:  $z \approx 5$  corpuri de blocare.
315.  $M_{tc} = 3571 \text{ daN} \cdot \text{cm}$ ; din tabelul AI-54, se adoptă cuplaj ALM 35; adoptînd  $R_1 = \infty$ ,  $R_2 = 40 \text{ mm}$ ,  $z = 6$  corpuri,  $d = 10 \text{ mm}$ ,  $\sigma_{ac} = 30000 \text{ daN/cm}^2$ , se obține:  $l = 11,5 \text{ mm}$ ; se adoptă  $l = 15 \text{ mm}$ .
321. Curea din piele (partea cu carne) cu  $\sigma_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$ ;  $b \times h = 355 \times 6,5 = 23 \text{ mm}^2$ ;  $S_a \approx 410 \text{ daN}$ ;  $f = 7,07 \text{ Hz} < f_{max} = 10 \text{ Hz}$ .
322.  $A_c = 3,82 \text{ cm}^2$ ; pentru  $\sigma_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$ , se adoptă:  $b = 112 \text{ mm}$ ,  $h = 4,2 \text{ mm}$  (3 inserții a 1,6 mm — v. STAS 1815-59);  $G \approx 15 \text{ daN}$ .
323.  $P = 6,1 \text{ kW}$ , pentru curele tip A și  $P = 6,1 \text{ kW}$ , pentru curele tip SPZ.
324.  $z = 3$  curele tip A.
325.  $z = 2$  curele tip SPA.
326.  $z = 1$  curea tip Z sau SPZ.

327. Curea 7/8'', cu  $b = 254$  mm;  $z_1 = 24$ ;  $z_2 = 70$ ;  $D_{p1} = 169,79$  mm.
328. Da, deoarece  $b_{nec} < 102$  mm.
329. Da, deoarece  $z_{nec} < 2$  curele.
342.  $i = 2,85$ ;  $A = 17,5$  cm;  $R_1 = 4,54$  cm;  $R_2 = 12,96$  cm;  $B = 5,25$  cm;  $Q = 852$  daN.
343.  $P \approx 1,2$  kW;  $Q = 100$  daN.
344.  $\sigma_k = 5467$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{ak} = 7000$  daN/cm<sup>2</sup>;  $Q = 325$  daN.
345.  $\sigma_k = 4252$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{ak} = 6000$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\delta_1 = 21^\circ 48'$ ;  $\delta_2 = 68^\circ 12'$ ;  $Q_1 = 184$  daN;  $Q_2 = 460$  daN.
346. Da ( $\sigma_k = 251$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{ak} = 800$  daN/cm<sup>2</sup>);  $Q = 153$  daN.
347. Da ( $\sigma_k = 7900$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{ak} = 8320$  daN/cm<sup>2</sup>);  $Q = 95,5$  daN.
348.  $p_{nec} = 4$ .
349.  $\sigma_k = 982$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{ak} = 1000$  daN/cm<sup>2</sup>.
350.  $Q_1 = 107$  daN;  $Q_2 = 268$  daN;  $Q_3 = 198$  daN.
351.  $\sigma_k = 3473$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{ak} = 5000$  daN/cm<sup>2</sup>.
352.  $B = 0,4$  cm;  $r_{1max} = 8$  cm;  $R_1 = 8,3$  cm;  $R_2 = 10,2$  cm;  $R_c = 27$  cm;  $i_{max} = 5$ ;  $i_{min} = 1,25$ ;  $n_{2max} = 1440$  rot/min;  $n_{2min} = 360$  rot/min.
353.  $\sigma_k = 2485$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{ak} = 6000$  daN/cm<sup>2</sup>.
354.  $n_{2max} = 2880$  rot/min;  $n_{2min} = 720$  rot/min;  $i_{max} = 2$ ;  $i_{min} = 0,5$ ;  $d_{max} = 360$  mm;  $v_{max} = 27,1$  m/s  $< v_a = 30$  m/s;  $v_{min} = 13,56$  m/s;  $Q_{max} \approx 65$  daN;  $Q_{min} \approx 32,5$  daN.
390.  $m = 4$  mm;  $D_d = 140$  mm;  $D_i = 130$  mm;  $D_b = 131,557$  mm;  $h = 9$  mm.
391.  $\sigma_{i1} = 582$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{at1} = 1267$  daN/cm<sup>2</sup>, pentru  $\psi_A = 0,4$ ;  $\sigma_{i2} = 477$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{at2} = 1067$  daN/cm<sup>2</sup>.
392.  $z_4 = 80$ ;  $D_{d3} = 57$  mm,  $D_{d4} = 240$  mm  $D_{e3} = 63$  mm;  $D_{e4} = 234$  mm;  $D_{i3} = 49,5$  mm;  $D_{i4} = 247,5$  mm;  $D_{b3} = 53,562$  mm;  $D_{b4} = 225,526$  mm;  $\epsilon = 1,882$ .
393.  $z_2 = 112$ ;  $D_{d1} = 192$  mm;  $D_{d2} = 196$  mm;  $D_{e1} = 208$  mm;  $D_{e2} = 912$  mm;  $D_{i1} = 174$  mm;  $D_{i2} = 878$  mm;  $A = 544$  mm.
394.  $F_{t2} = F_{t1} = 1039$  daN;  $F_{r1} = F_{r2} = 378$  daN;  $M_{t1} = 9977$  daN·cm.
395.  $\sigma_c = 6364$  daN/cm<sup>2</sup>, pentru  $k'_d = k_r \cdot k_d = 1,4877$  și  $\psi_A = 0,357$ ; duritatea necesară  $H_{B2} = 245$  corespunde pentru OLC 60 (STAS 880-66), cu HB = 220...260.
396. Da, deoarece,  $\sigma_{i1} = 475$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{at1} = 1000$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{i2} = 395$  daN/cm<sup>2</sup>  $< \sigma_{at2} = 1000$  daN/cm<sup>2</sup>, pentru  $\sigma_{-1} = 3000$  daN/cm<sup>2</sup>,  $k_\sigma = 1,5$  și  $c_i = 2$ .
397.  $\sigma_c = 5513$  daN/cm<sup>2</sup>; pentru  $k_{t1} = 1,082$  și  $\sigma_{ac0} = 5200$  daN/cm<sup>2</sup>;  $\sigma_{ac} = 1,082 \cdot 5200 = 5629$  daN/cm<sup>2</sup>, deci materialul utilizat este corespunzător.
398.  $\sigma_c = 7457$  daN/cm<sup>2</sup>, se recomandă pentru pinion oțel OLC 65, STAS 880-66 (HB = 300) și pentru roată OLC 60 STAS 880-66 (HB = 280), pentru care  $\sigma_{ac} = 7540$  daN/cm<sup>2</sup>.
399.  $z_4 = 85$  dinți;  $m_n = 3$  mm;  $\beta_{d2} = 10^\circ 9'$ ;  $D_{d3} = 60,952$  mm;  $D_{d4} = 259,046$  mm;  $D_{e3} = 66,952$  mm;  $D_{e4} = 265,046$  mm;  $D_{i3} = 53,452$  mm;  $D_{i4} = 251,546$  mm;  $\alpha_{of} = 20^\circ 17' 30''$ ;  $L_3 = 23,927$  mm;  $L_{10} = 87,478$  mm.
400. Deoarece  $\xi_{n1} = -\xi_{n2}$ , angrenajul este zero deplasat ( $\alpha_{of} = \alpha_{rf}$  și  $A = A_0$ ); în aceste condiții  $\beta_d = 17^\circ 45' 10''$ .
401.  $\xi_{tot} = -0,51$ ; deoarece pinionul are 17 dinți, nu i se poate face o deplasare negativă și se alege  $\xi_{n1} = 0$  și  $\xi_{n2} = -0,51$ .
402.  $F_{t3} = F_{t4} = 882$  daN;  $F_{d3} = F_{d4} = 164$  daN;  $F_{r3} = F_{r4} = 326$  daN;  $\beta_{d2} = 3^\circ 27'$ ;  $\beta_{d1} = 38^\circ 31'$ .
403.  $A = 267$  mm.
404.  $z_{\Sigma 1} = 17,23$ ;  $z_{\Sigma 2} = 107,7$ ;  $m_m = 2,5$  mm;  $D_{dm1} = 40$  mm;  $D_{dm2} = 100$  mm.

405.  $l_z = 2,66$ ;  $\delta_{d1} = 20^\circ 34'$ ;  $\delta_{d2} = 69^\circ 26'$ ;  $D_{d1} = 126$  mm;  $D_{d2} = 336$  mm;  $L = 179,425$  mm;  $a_d = 6$  mm;  $b_d = 7,5$  mm;  $h = 13,5$  mm;  $\gamma_{ed} = 1^\circ 55'$ ;  $\gamma_{id} = 2^\circ 24'$ ;  $D_{e1} = 137,235$  mm;  $D_{e2} = 340,215$  mm.
406.  $\sigma_c = 6254$  daN/cm<sup>2</sup> <  $\sigma_{ac} = 7290$  daN/cm<sup>2</sup>, pentru  $M_1 = 3889,6$  daN·cm.
407.  $L = 119,2$  mm, pentru  $\psi_L = \frac{1}{3}$ ,  $k_c = 1,3$ ,  $v_\beta = 4,36$ , HB = 570 și  $\sigma_{ac} = 14.820$  daN/cm<sup>2</sup>; se adoptă  $L = 120$  mm.
408.  $\delta_{d1} = 13^\circ 37' 37''$ ,  $\delta_{d2} = 76^\circ 22' 23''$ ,  $m_f = 6$  mm;  $D_{d1} = 48$  mm;  $D_{d2} = 198$  mm;  $B = 34$  mm;  $a_d = 4,92$  mm;  $b_d = 6,12$  mm;  $h = 11,04$  mm;  $\gamma_{ed} = 2^\circ 45' 55''$ ,  $\gamma_{id} = 3^\circ 26' 17''$ ;  $\delta_{e1} = 16^\circ 23' 31''$ ;  $\delta_{e2} = 79^\circ 8' 17''$ ;  $\delta_{i1} = 10^\circ 11' 20''$ ;  $\delta_{i2} = 72^\circ 56' 6''$ .
409.  $\varepsilon = 2,811$ .
410.  $A = 115,34$  mm pentru  $q = 12$ ,  $z_1 = 1$ ;  $\sigma_{ac2} = 1921$  daN/cm<sup>2</sup>,  $A_{STAS} = 125$  mm.
411.  $m_a = 9,09$  mm;  $m_{aSTAS} = 10$  mm;  $A_{rec} = 220$  mm;  $q_L = 13,3$ ;  $q_b = 7,2$ ;  $D_{o1} = 120$  mm;  $D_{e1} = 140$  mm;  $p_{e1} = 31,4$  mm;  $\theta = 85^\circ 14'$ ;  $D_{d2} = 320$  mm;  $B_2 = 82$  mm;  $L_1 = 133$  mm;  $b = 72$  mm.
412.  $F_{t1} = F_{a2} = 15,9$  daN;  $F_{t2} = F_{a1} = 154,7$  daN;  $F_{r1} = F_{r2} = 56,6$  daN.
415.  $z_1 = 25$ ;  $z_2 = 75$  <  $z_{2max} = 120$ ;  $p = 12,70$  mm (lanț 08 B, STAS 5174-66)  $v_m = 7,67$  m/s <  $v_{max} = 15$  m/s;  $z_r = 2$ ;  $P_{ua} = 8,1$  kW >  $P_{dat} = 7,5$  kW;  $W = 112$  zale;  $L = 1422,4$  mm;  $A = 379$  mm;  $F_1 = 8,5$  daN;  $F_2 = 106$  daN;  $c = 30,2$  >  $c_a = 7 \dots 14$ ;  $Q = 98,5$  daN.
416.  $z_1 = 26$ ;  $z_2 = 65$  <  $z_{2max} = 120$ ;  $p = 15,875$  mm (lanț 10B, STAS 5174-66);  $v_m = 6,88$  m/s <  $v_{max} = 15$  m/s;  $Z_r = 1$ ;  $P_{ua} = 6,1$  kW >  $P_{dat} = 5$  kW;  $W = 172$  zale;  $L = 2730,5$  mm;  $A = 996,23$  mm;  $F_1 = 10$  daN;  $F_2 = 83$  daN;  $c = 27,8$  >  $c_a = 7 \dots 14$ ;  $Q = 83$  daN.
417.  $i = 3,8$ ;  $z_1 = 23$ ;  $z_2 = 88$  <  $z_{2max} = 120$ ;  $W = 168$  zale;  $L = 4267,2$  mm; 
$$Nu \left( \frac{A}{p} \approx 55 > 30 \dots 50 \right).$$
418.  $v_m = 8,82$  m/s <  $v_{max} = 15$  m/s;  $P_{ua} = 6,25$  kW (lanț 10 B, STAS 5174-66);  $Q = 78$  daN.
419.  $W = 135$  zale;  $L = 3429$  mm;  $D_{d1} = 218,42$  mm;  $D_{d2} = 436,84$  mm.
420.  $P_{ua} = 7,4$  kW.

---

*Plan editură: Nr. 5322*  
*Coli de tipar: 34,5.*  
*Bun de tipar: martie 1980*

---



C. 189. I. P. INFORMAȚIA  
str. Brezoianu nr. 23—25  
București